

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

2020

Bc. Jakub Šamárek

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

# **Polohovadlo pro svařování náprav**

## **Positioner for Axles Welding**

Student:	Bc. Jakub Šamárek
Osobní číslo:	SAM0074
Vedoucí diplomové práce:	doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2020

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Šamárek**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení  
Téma: **Polohovadlo pro svařování náprav**  
**Positioner for Axles Welding**

Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh otočného polohovadla určeného pro polohování svařence při svařování náprav. Polohovadlo bude vybaveno pohonem rotace jedné z upínacích desek.

### Výchozí parametry:

hmotnost svařence včetně svařovacího přípravku: 1000 kg

upínací síla: 50 kN

horní a spodní upínací deska budou umožňovat rotaci

otáčky obou upínacích desek i polohovacího rámu cca 20 ot.min<sup>-1</sup>

rozměr svařence (včetně svařovacího přípravku) výška=700 mm (minimální rozteč upínacích desek),  
délka=700mm, šířka=400mm

### Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení navrhovaného zařízení,
- detailní konstrukční zpracování mechanismu pohonu upínacích desek a polohování celého rámu, samotného rámu celého zařízení včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu formátů cca2xA0.

### Seznam doporučené odborné literatury:

- [1]FS\_SME\_05\_003 verze: J *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,  
[2]ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.  
[3]NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.  
[4]KOPÁČEK J. : *Pohony a převody 1. vyd.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2  
[5]LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008,  
[6]KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů.*

1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

[7] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.

[8] Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.  
*vedoucí katedry*

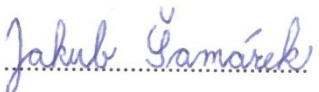


prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. 5. 2020

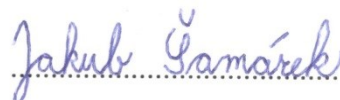
.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a §60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, że Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. 5. 2020



Podpis studenta

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŠAMÁREK, J. *Polohovadlo pro svařování náprav: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2020, 96 s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Diplomová práce se zabývá projekčně-konstrukčním návrhem otočného polohovadla, který slouží pro polohování se svařencem při svařování automobilových náprav. V úvodní části se práce zaměřuje na průzkum trhu polohovadel a jejich hlavních konstrukčních částí. Dále se nalezené konstrukční uzly vyhodnocují s následným výběrem vhodné varianty. Tato část navazuje na samotný konstrukční návrh polohovadla, kde je řešena problematika přesného polohování se svařencem. Dále práce obsahuje pevnostní výpočet konstrukčních částí, který se odvíjí od hmotnosti svařence a od svěrného silového zatížení. V neposlední řadě je v práci navržen přívod elektrických energií a datových signálů do rotační části ramene. Funkce a části navrženého polohovadla jsou popsány v technické zprávě, která se odkazuje na výkresovou a výpočtovou dokumentaci.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

ŠAMÁREK, J. *Positioner for Axles Welding: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2020, 96 s. Thesis head: Kovář, L.

Master thesis deals with the design and construction design of a rotating positioner, which is used for positioning with a weldment during welding of automobile axles. In the introductory part the thesis focuses on market research of positioners and their main structural parts. Furthermore, the found construction nodes are evaluated with subsequent selection of a suitable variant. This part builds on the constructional design of the positioner, where the problem of precise positioning with the weldment is solved. Furthermore, the work contains the strength calculation of components, which depends on the weight of the weldment and the clamping force load. Last but not least, the work proposes the supply of electrical energy and data signals to the rotating part of the arm. The functions and parts of the designed positioner are described in the technical report, which refers to the drawings and calculations.

# Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	12
Úvod.....	15
1 Rešerše.....	16
1.1 Průzkum trhu polohovadel .....	16
1.1.1 Jednoramenné polohovadlo Ergo Force.....	16
1.1.2 Dvouramenné polohovadlo TWS.....	17
1.2 Průzkum trhu uložení otočných desek .....	18
1.2.1 Otočové ložisko.....	18
1.2.2 Uložení otočné desky do ložiskového tělesa.....	19
1.3 Průzkum trhu pohonu otočné desky .....	19
1.3.1 Elektromotor .....	19
1.3.2 Převodovka.....	20
1.4 Průzkum trhu aretace otočné desky .....	21
1.4.1 Konstrukční provedení .....	22
1.4.2 Pohon aretace .....	22
1.5 Průzkum trhu pohonu posuvné desky .....	23
1.5.1 Lineární pojezd .....	23
1.5.2 Brzda pohonu .....	24
1.5.3 Hřídelová momentová spojka .....	25
1.6 Patentová ochrana .....	25
1.7 Zhodnocení rešerše .....	26
2 Požadavky na návrh.....	27
2.1 Upřesnění zadání.....	27
2.2 Třídy vlastností polohovadla.....	28
2.3 Schéma technického procesu .....	29
3 Hodnocení konceptů.....	30
3.1 Kritéria pro hodnocení konceptů.....	30
3.2 Návrh konceptu pomocí Morfologické matice .....	30



3.3	Výběr konceptu pomocí tabulky .....	31
4	Konfigurace otočné desky .....	32
4.1	Návrh velikosti otočového ložiska .....	32
4.1.1	Zjištění velikosti silových účinků od zatěžujících konstrukčních uzlů.....	32
4.1.2	Výpočet celkového axiálního silového zatížení .....	32
4.1.3	Výpočet naklápečího momentu.....	33
4.1.4	Volba velikosti otočového ložiska .....	34
4.2	Návrh převodovky.....	34
4.2.1	Výpočet potřebného krouticího momentu na převodovce .....	34
4.2.2	Volba cykloidní převodovky.....	36
4.3	Návrh elektromotoru .....	36
4.3.1	Výpočet potřebných parametrů elektromotoru .....	36
4.3.2	Volba elektromotoru .....	37
4.4	Návrh aretace otočné desky .....	37
5	Konfigurace posuvné desky .....	38
5.1	Návrh zdvižné převodovky .....	38
5.1.1	Volba velikosti zdvižné převodovky.....	38
5.2	Návrh elektromotoru .....	38
5.2.1	Výpočet potřebného krouticího momentu.....	38
5.2.2	Výpočet potřebných otáček.....	39
5.2.3	Volba servomotoru.....	39
5.3	Hřídelová momentová spojka .....	40
5.4	Brzda převodovky .....	41
6	Konfigurace otočného ramena.....	42
6.1	Výpočet krouticího momentu pro pohon otočného ramene .....	42
6.1.1	Určení hmotnosti otočného ramene .....	42
6.1.2	Určení momentu setrvačnosti.....	43
6.1.3	Výpočet krouticího momentu pro pohon ramena .....	44

6.2	Návrh převodovky.....	44
6.2.1	Výsledné provozní parametry navrhované převodovky .....	50
6.2.2	Konstrukční návrh jednotlivých hřídelů .....	51
6.2.3	Návrh jednotlivých ložisek .....	57
6.3	Návrh podpěry ramene .....	59
6.3.1	Návrh nosné hřídele .....	59
6.3.2	Návrh ložisek .....	61
6.4	Výběr vhodných konstrukčních variant .....	63
6.4.1	Sběrače svařovacího proudu .....	63
6.4.2	Zařízení pro přenos elektrických energií a datových signálů .....	64
6.5	Pevnostní kontrola šroubového spojení mezi podélným a příčným rámem .....	65
6.5.1	Výpočet axiální síly na šroubovém spojení .....	65
6.5.2	Pevnostní kontrola šroubového spoje .....	66
6.6	Kontrola deformace vodících tyčí při sevření svařence .....	68
6.6.1	Výpočet vůle mezi vodící tyčí a tělesem lineárního kluzného ložiska .....	69
6.6.2	Konstrukční součásti .....	69
6.6.3	Popis výpočtového modelu .....	70
6.6.4	Okrajové podmínky.....	70
6.6.5	Grafický výstup MKP .....	71
6.6.6	Zhodnocení MKP analýzy .....	73
7	Technická zpráva.....	74
7.1	Popis funkce svařovacího polohovadla.....	74
7.2	Popis konstrukčních částí polohovadla .....	74
8	Závěr.....	76
	Poděkování.....	77
9	Seznam použité literatury .....	78
10	Seznam obrázků.....	81
11	Seznam použitých programů .....	83

12	Seznam příloh.....	83
----	--------------------	----

## Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Název	Jednotka
$D_d$	Průměr otočné desky	$m$
$d_{\max}$	Horní mezní rozměr tyče	$mm$
$D_{\max}$	Horní mezní rozměr ložiska	$mm$
$d_{\min}$	Dolní mezní rozměr tyče	$mm$
$D_{\min}$	Dolní mezní rozměr ložiska	$mm$
$D_R$	Průměr vnější kružnice otočného ramena	$m$
$d_{1\dot{s}}$	Jmenovitý průměr závitu	$mm$
$d_{2\dot{s}}$	Střední průměr závitu	$mm$
$d_{3\dot{s}}$	Malý průměr závitu	$mm$
$F_{Acel}$	Celkové axiální silové zatížení ložiska	$N$
$F_m$	Zátěžná síla odvozená od hmotnosti ramene	$N$
$F_{Obš1}$	Obvodová síla při utahování šroubu	$N$
$F_{přič}$	Zatížení odvozené od hmotnosti příčnicku	$N$
$F_s$	Svěrná síla	$kN$
$F_{stl}$	Zátěžná síla pro stlačení svařence	$N$
$F_{\dot{s}s}$	Axiální síla ve šroubovém spojení na jedné straně příčnicku	$N$
$F_{\dot{s}1}$	Axiální síla na jeden šroub	$N$
$F_{Ts}$	Síla odvozená od hmotnosti svařence včetně přípravku	$N$
$f_{z\dot{s}}$	Součinitel tření na závitu	—
$g$	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$I_{dd}$	Moment setrvačnosti otočné desky spodní	$kg \cdot m^2$
$I_{dh}$	Moment setrvačnosti otočné desky horní	$kg \cdot m^2$
$I_l$	Moment setrvačnosti otočového ložiska	$kg \cdot m^2$
$i_{př}$	Převodový poměr převodovky	—
$i_R$	Teoretický převodový poměr převodovky	—
$I_R$	Moment setrvačnosti ramene k ose rotaci	$kg \cdot m^2$
$I_{red}$	Redukovaný moment setrvačnosti	$kg \cdot m^2$
$I_{Rt}$	Moment setrvačnosti ramene k ose těžiště	$kg \cdot m^2$
$I_s$	Moment setrvačnosti svařence včetně přípravku	$kg \cdot m^2$
$i_{zP}$	Převodový poměr převodovky	—
$i_{1,2}$	Převodový poměr pro I. stupeň	—
$i_{3,4}$	Převodový poměr pro II. stupeň	—
$k_{\dot{s}}$	Součinitel statické bezpečnosti podle Guesta	—
$L_s$	Vzdálenost ložisek	$mm$

$M_c$	Potřebný krouticí moment pro otočení desek	$N \cdot m$
$m_{Dot}$	Hmotnost otočné desky	$kg$
$M_G$	Potřebný krouticí moment elektromotoru	$N \cdot m$
$M_l$	Moment odvozený od tření v otočovém ložisku	$N \cdot m$
$M_L$	Zpětný moment během akcelerace	$N \cdot m$
$M_{MU200vst}$	Skutečný krouticí moment na vstupu do převodovky	$N \cdot m$
$M_{MU200výs}$	Skutečný krouticí moment na výstupu z převodovky	$N \cdot m$
$m_{obr}$	Hmotnost svařence včetně svařovacího přípravku	$kg$
$m_R$	Hmotnost ramena	$kg$
$M_R$	Krouticí moment pro pohon otočného ramena	$N \cdot m$
$M_{red}$	Redukovaný krouticí moment	$N \cdot m$
$M_{RS}$	Krouticí moment servomotoru	$N \cdot m$
$M_{Rskut}$	Skutečný krouticí moment na výstupu z převodovky	$N \cdot m$
$M_{Ts}$	Naklápěcí moment působící na ložisko	$N \cdot mm$
$M_{Uš}$	Utahovací moment šroubu	$N \cdot mm$
$M_{vst}$	Vstupní moment do převodovky	$N \cdot m$
$n_{Cš}$	Počet šroubů na jedné straně příčníku	—
$n_d$	Otáčky otočné desky	$ot \cdot min^{-1}$
$n_{el}$	Otáčky elektromotoru	$ot \cdot min^{-1}$
$n_m$	Otáčky servomotoru	$ot \cdot min^{-1}$
$n_R$	Otáčky otočného ramena	$ot \cdot min^{-1}$
$n_{RS}$	Optimální otáčky servomotoru	$ot \cdot min^{-1}$
$n_{Rskut}$	Skutečné otáčky na výstupu z převodovky	$ot \cdot min^{-1}$
$n_{š}$	Otáčky pohybového šroubu	$ot \cdot min^{-1}$
$n_{výs}$	Výstupní otáčky z převodovky	$ot \cdot min^{-1}$
$P$	Rozteč závitů	$mm$
$P_S$	Přenášený výkon elektromotoru	$kW$
$P_{š}$	Rozteč pohybového šroubu	$mm$
$R_{eš}$	Mez kluzu pro šroub M16 pevnosti 8.8	$MPa$
$R_{e1.4112}$	Mez kluzu v tahu pro materiál 1.4112	$MPa$
$R_{e355}$	Mez kluzu v tahu pro materiál S355J2G3	$MPa$
$R_{m355}$	Mez pevnosti v tahu pro materiál S355J2G3	$MPa$
$R_{m1.4112}$	Mez pevnosti v tahu pro materiál 1.4112	$MPa$
$r_R$	Poloměr vnější kružnice otočného ramena	$m$
$R_R$	Reakce od hmotnosti ramene	$N$
$r_s$	Poloměr svařovacího přípravku	$m$
$r_t$	Vzdálenost těžiště od osy rotace	$m$

$R_t$	Vzdálenost osy rotace od osy těžiště	$m$
$S_{\S}$	Průřez šroubu	$mm^2$
$t_d$	Čas rozjezdu otočné desky	$s$
$t_R$	Čas rozjezdu otočného ramena	$s$
$t_{Rskut}$	Skutečná doba zrychlení otočného ramena	$s$
$v_d$	Obvodová rychlost otočné desky	$m \cdot s^{-1}$
$v_{min}$	Minimální vůle mezi ložiskem a tyčí	$mm$
$v_R$	Obvodová rychlost otočného ramena	$m \cdot s^{-1}$
$v_{\S}$	Rychlost posuvu pohybového šroubu	$mm \cdot s^{-1}$
$W_{K\S}$	Průřezový modul v krutu	$mm^3$
$z_1$	Počet zubů u prvního kola	—
$z_2$	Počet zubů u druhého kola	—
$z_3$	Počet zubů u třetího kola	—
$z_4$	Počet zubů u čtvrtého kola	—
$\alpha$	Vrcholový úhel závitu	$^\circ$
$\varepsilon_d$	Úhlové zrychlení otočné desky	$rad \cdot s^{-2}$
$\varepsilon_R$	Úhlové zrychlení otočného ramena	$rad \cdot s^{-2}$
$\varepsilon_{Rskut}$	Skutečné úhlové zrychlení otočného ramena	$rad \cdot s^{-2}$
$\eta_{gearbox}$	Účinnost zdvižné převodovky	—
$\eta_{screw}$	Účinnost pohybového šroubu	—
$\sigma_{red}$	Kombinované namáhání na tah a krut podle Gesta	$MPa$
$\sigma_{t\S}$	Namáhání šroubů na tah	$MPa$
$\tau_{\S}$	Namáhání šroubu na krut	$MPa$
$\varphi$	Třecí úhel závitu	$^\circ$
$\psi$	Úhel stoupání závitu	$^\circ$
$\omega_d$	Úhlová rychlost otočné desky	$rad \cdot s^{-1}$
$\omega_R$	Úhlová rychlost otočného ramena	$rad \cdot s^{-1}$

## Úvod

Automatizované svařovací polohovadla jsou v dnešní době nezbytnou součástí výrobního procesu v automobilovém průmyslu. Z hlediska ekonomičnosti jsou výhodné, jelikož pracují samostatně a obsluha se věnuje pouze jeho údržbě a správnému chodu. Jelikož hlavní pracovní cyklus koná stroj, můžeme u nich zajistit vysokou přesnost výroby s minimálními náklady, které jsou zásadní při současném stavu ekonomického rozvoje. Princip automatizovaného svařování spočívá v tom, že svařovací přípravek včetně svařence je upnut do polohovadla a polohovadlo ustaví svařenec do svařovací polohy. Poté ke svařenci přijede svařovací robot, který následně vytvoří svary. Polohovadlo tak koná ustavovací práci a současně svírá svařovací přípravek z důvodu zvláštního technologického procesu svařování, který se používá u svařování automobilových náprav.

Svařovací polohovadlo, které je určené pro polohování automobilových náprav, je jednoúčelový stroj. Dokáže manipulovat s rozměrnými a těžkými svařenci s velkou přesností pro správné ustavení svařence do svařovací pozice. Polohovadlo má tu vlastnost, že se dokáže otáčet vůči svařovacímu robotu s minimální tolerancí. To je zapotřebí proto, aby svar ležel na daném místě a nezpůsobil snížení pevnosti či vzhledovou poruchu. Polohovadla obsahují několik hlavních částí. To je základní otočné rameno, které se zpravidla otáčí kolem horizontální osy. Na otočném ramenu se nachází upínací deska různého tvaru a provedení, která se otáčí kolem vertikální osy. Celé toto otočné rameno je uloženo buď na jedné či na dvou podpěrách.

Hlavním cílem této diplomové práce je projekčně-konstrukční návrh otočného polohovadla určeného pro polohování se svařencem při svařování automobilových náprav. V úvodní části jsem provedl rešerši k získání potřebných informací pro můj konstrukční návrh. Dále jsem řešil problematiku, která se týkala návrhu pohonu otočné desky, na které je uchycen svařenec včetně svařovacího přípravku. V další části jsem navrhoval pohon posuvného mechanismu, který zaručí sevření svařence silou 50 kN. Zde jsem se potýkal s problematikou aretace polohy posuvné desky při sevření svařence po vypnutí zdroje energie pohonu. V neposlední řadě jsem se zajímal o konstrukční návrh otočného ramena. Zde jsem řešil pohon a uložení otočného ramene s ohledem na fakt, že rameno včetně svařence má hmotnost několik tun. Vybrané konstrukční uzly na otočném ramenu jsem pevnostně zkontroloval.

# 1 Rešerše

V rešerši jsem provedl průzkum trhu polohovadel určených k polohování se svařencem s cílem získat využitelné informace pro vlastní konstrukční návrh polohovadla.

## 1.1 Průzkum trhu polohovadel

V této kapitole jsem se zaměřil na konstrukční řešení polohovadel.

### 1.1.1 Jednoramenné polohovadlo Ergo Force

Na obr. 1 je vyobrazeno polohovadlo typu Ergo Force [1]. Toto polohovadlo je využíváno v průmyslu, kde je zapotřebí otáčet a zároveň zvedat rozměrné a středně těžké břemena.



Obrázek 1 - Jednoramenné polohovadlo Ergo Force [1]

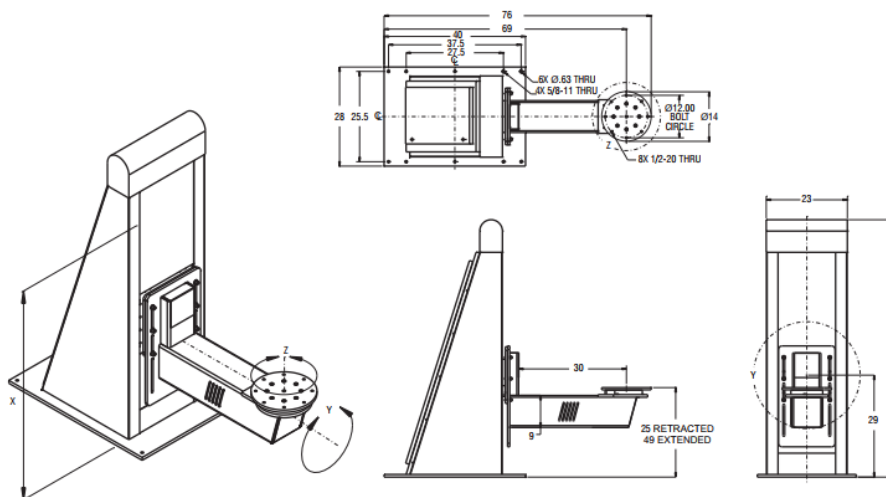
Jedná se o polohovadlo, které nabízí firma Ergotronix. Zařízení se používá především tam, kde se využívá ruční svařování. Napomáhá obsluze ustavit svařenec tak, aby svářeč měl optimální přístup ke svařovanému místu. Ovládání tohoto polohovadla je z ručního řídicího pultu.

Hlavním parametrem zařízení je jeho nosnost, která je dle katalogu až 272 kg. Břemeno se upíná na otočnou desku pomocí upínacích šroubů nebo za pomoci speciálních upínacích přípravků. Dalším neméně důležitým parametrem je rozsah naklápění a rychlost pohybu v jednotlivých pohyblivých osách. Polohovadlo se dokáže otáčet o libovolný úhel kolem dvou os a zároveň umožňuje zvedat břemeno do určité výšky. Rychlost zvedání je



až  $35 \text{ mm.s}^{-1}$ . Dále se zařízení dokáže otáčet kolem osy Y a Z otáčkami až  $4 \text{ min}^{-1}$ . Viz obr. 2. V neposlední řadě jsem se zajímal o hmotnost celého zařízení. Ta činí 500 kg.

Polohovadlo se skládá z hlavního ramene, které se upevňuje k podlaze pomocí chemických kotev. V tomto ramenu je umístěný pohon pro zvedání a otáčení podélného ramena. Podélné rameno je tvořeno pomocí čtvercových profilů a plechů, které jsou k sobě navzájem svařeny. V ramenu je umístěn pohon otočné desky. Deska je vyrobena z obráběného tlustého plechu, ve kterém jsou situovány otvory a drážky pro umístění upínacích přípravků.



Obrázek 2 - Schéma polohovadla Ergo Force [1]

### 1.1.2 Dvouramenné polohovadlo TWS

Na obr. 3 je znázorněné dvouramenné polohovadlo značky TWS [2]. Je určeno k polohování těžkých a rozměrných svařenců.



Obrázek 3 - Dvouramenné polohovadlo TWS [2]

Dvouramenné polohovadlo, které vyrábí firma Wuxi Kenke Heavy, se používá pro automatizované svařování. Ovládání zařízení je tedy uskutečněno pomocí CNC řízení nebo ve zvláštních podmínkách z ručního ovládacího panelu.

Hlavní účel tohoto polohovadla je ustavit těžké a objemné svařence, takže jeho základní parametr je jeho nosnost, která dosahuje až 100 tun. Tyto svařence se upínají na otočnou desku pomocí speciálních upínacích přípravků, které jsou navrženy na jednotlivé tvary svařenců. Další parametr je jeho rozsah pohybu. Zařízení dokáže otáčet se svařencem kolem dvou os, a to jak kolem vertikální za pomoci otočné desky, tak kolem horizontální za pomoci otočného ramene. Tyto pohyby jsou omezeny na úhel, který je maximálně  $90^\circ$ . Jelikož je zařízení uzpůsobené pro velká břemena, jeho maximální otáčky naklápění dosahují  $0,5 \text{ min}^{-1}$ .

Polohovadlo je složeno z několika hlavních částí. Skládá se ze dvou vertikálních ramen, které jsou svařované a ukotvené k podlaze pomocí kotev. Dále tyto ramena obsahují ložiskové uložení a pohon horizontálního ramene. Horizontální rameno je svařeno především z tlustých plechů, kde se klade důraz na jeho tuhost. Dále se v tomto ramenu nachází pohon otočné desky. Deska je uložena v otočném ložisku, které odolává vysokému zatížení. Deska je vyměnitelná a obsahuje drážky pro upínací přípravky.

## 1.2 Průzkum trhu uložení otočných desek

V této části jsem se zajímal o způsob uložení otočných desek.

### 1.2.1 Otočové ložisko

Tyto ložiska se používají pro otočné spoje, které zajistí radiální, axiální i naklápěcí zatížení. Ložiska mají tedy funkci otáčecí a současně umožňují spojení otočné součásti s pohonnou jednotkou za pomoci šroubových spojů.

Vyrábějí se buď v provedení s kuličkovými či válečkovými ložisky. Zamezení proti vniknutí nečistot zabezpečují stírací kroužky. Vyrábějí je firmy SKF, INA, ZVL, ROLLIX aj. [4]

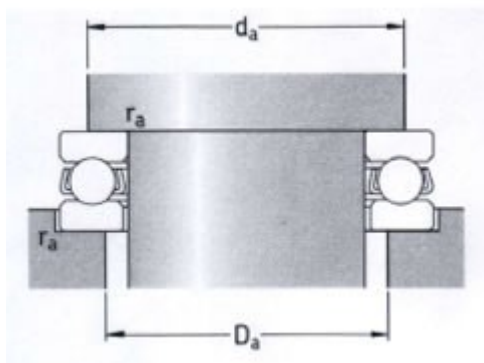


Obrázek 4 - Otočové ložisko ROLLIX [3]

### 1.2.2 Uložení otočné desky do ložiskového tělesa

Varianta uložení otočné desky do ložiskového tělesa zahrnuje použití jak axiálních, tak radiálních ložisek. Je zapotřebí konstrukčně navrhnout těleso pro uložení ložisek a také správně umístit ložiska tak, aby uložení zaručovalo dlouhou životnost.

Na obr. 5 lze vidět příklad uložení pomocí axiálního ložiska.



Obrázek 5 - Příklad uložení [5]

## 1.3 Průzkum trhu pohonu otočné desky

Tento průzkum provedu s ohledem na zadání diplomové práce. Pohon musí vyvodit takový krouticí moment, aby dokázal otočit se svařovacím přípravkem a svařencem o hmotnosti 1000 kg. Dále je dle zadání zapotřebí otáčet s deskou s rychlostí  $20 \text{ ot.min}^{-1}$ .

Celá soustava bude provozována v automatickém režimu s důrazem na vysokou přesnost, takže je zapotřebí zvolit takový pohon, který umožňuje sledování polohy otočné desky.

### 1.3.1 Elektromotor

V této části se zaměřím na průzkum trhu elektromotorů s ohledem na moje konstrukční řešení.

Teorie čerpána z literatury [6].

#### a) Servomotor

Servomotory se používají na strojích pro automatizovanou výrobu, jelikož motory obsahují zpětnou vazbu, která řídí otáčky, zrychlení a natočení hřídele s ohledem na stupeň zatížení. Dále je tento motor vhodný pro vyšší otáčky. Disponují také vysokým krouticím momentem při vyšších otáčkách.

### **b) Krokový motor**

Krokové motory se používají tam, kde je zapotřebí přesné řízení polohy otáčení. Jsou vhodné pro zařízení s malými otáčkami. Tento motor řídí polohu podle tzv. kroků, které jsou rozdělené na určitý úhel podle typu motoru. Jejich nevýhodou je, že můžou přeskočit krok a tím pádem se hřídel otočí o nesprávný úhel. To lze vyřešit motory se zpětnou vazbou pro měření kroků.

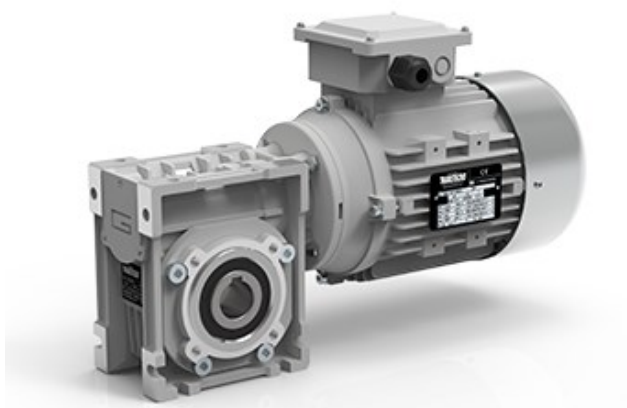
### **1.3.2 Převodovka**

Teorie čerpána z literatury [7] a [8].

#### **a) Šneková převodovka**

Šneková převodovka je zvláštním druhem pravoúhlého šroubového soukolí. Jejich výhoda spočívá ve velkém převodovém poměru s relativně malými rozměry. Dále oproti čelním převodovkám disponují nízkou hmotností. Chod je tichý a převodovka je samosvorná.

Hlavní nevýhoda je nízká účinnost a tím pádem větší zahřívání mechanismu. Dále mají relativně velkou vůli v ozubení.



Obrázek 6 - Šneková převodovka [9]

#### **b) Planetová převodovka**

Princip planetové převodovky spočívá v planetovém převodu, který je složen ze soustavy ozubených kol a dalších částí.

Jejich hlavní výhodou je, že planetová převodovka má malé rozměry, velký převodový poměr a nízkou hmotnost. Má také velkou účinnost a relativně malou vůli v ozubení.

Nevýhodou je, že je složitější než klasická převodovka a tím pádem i dražší.



Obrázek 7 - Úhlová planetová převodovka [8]

### c) Cykloidní převodovka

Cykloidní převodovky využívají základ z planetových převodovek. Satelitní disky jsou nahrazeny cykloidními disky, které mají ozubení cykloidního tvaru.

Jejich hlavní výhoda je ta, že mají minimální vůli a tím pádem velkou přesnost. Používají se tedy především pro obráběcí stroje. Dále mají malé rozměry a nízkou hmotnost.

Nevýhoda spočívá ve složitém tvaru a v jejich vysoké ceně.



Obrázek 8 - Cykloidní převodovka Nabtesco [10]

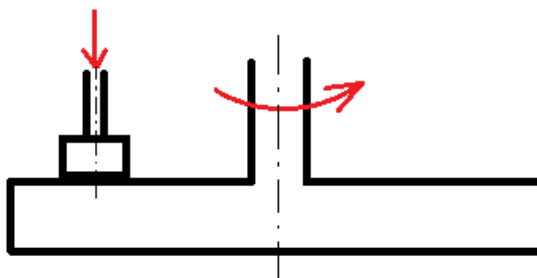
## 1.4 Průzkum trhu aretace otočné desky

Abych zajistil dokonalé zajištění polohy ve svařovací poloze, je zapotřebí zvolit správnou aretaci, aby se vlivem vnějších sil otočná deska nepootočila.

### 1.4.1 Konstrukční provedení

#### a) Třecí spoj

Provedení aretace pomocí třecího spoje spočívá v tom, že pokud je zapotřebí aretovat desku proti pootočení, na desku zatlačí třecí člen určitou axiální silou a tím zabrání pohybu desky.



Obrázek 9 - Třecí spoj

#### b) Aretace v pohonu desky

Tato varianta spočívá buď v použití elektromotoru s brzdou či použití vhodné převodovky, která je samosvorná (např. šneková převodovka). Tato varianta odstraňuje nutnost použití přídavného mechanismu k brždění, ale jeho konstrukce nese jistou nepřesnost z důvodu vůle v převodovém ústrojí.

### 1.4.2 Pohon aretace

Tato kapitola se týká řešení aretace za pomoci třecího spoje z kapitoly 1.4.1 [11].

#### a) Hydraulický pohon

Použití hydraulického pohonu má několik výhod. Hlavní výhodou je, že dokáže udržet stejnou upínací sílu i bez provozu hydraulického čerpadla. Dále jsou vhodné pro provoz s velkými silami a dosahují velké účinnosti z důvodu minimálních ztrát na stlačitelnosti kapaliny.

Jejich hlavní nevýhodou je potřeba složitějšího hydraulického obvodu, který je hmotný a finančně náročný. Dále pro polohovadlo pro polohování se svařencem zvyšuje riziko požáru, z důvodu hořlavosti olejů.

#### b) Pneumatický pohon

Jejich hlavní výhoda spočívá ve velké posuvové rychlosti. V případě polohovadla k okamžité aretaci desky. Dále je jejich výhoda v malé hmotnosti, minimální údržbě a nízké ceně.

Nevýhodou pneumatického lineárního pohonu je jejich nízká účinnost a efektivnost z důvodu stlačitelnosti vzduchu. Dále při přesném ovládání válce je zapotřebí použití proporciálních ventilů, které jsou finančně náročné. V posledním případě je nutností použití tlakového zdroje, tzn. kompresoru.

### c) Elektrický pohon

Elektrický pohon disponuje velkou přesností řízení polohy. Pomocí zpětné vazby umožňuje tento pohon řídit rychlost, polohu a sílu, která je pro moje konstrukční řešení zásadní.

Nevýhodou těchto pohonů je jejich vyšší cena a hmotnost. Oproti pneumatickým pohonům mají nižší rychlost pohybu.

## 1.5 Průzkum trhu pohonu posuvné desky

Dle zadání je zapotřebí navrhnout takový pohon, aby dokázal vyvinout upínací sílu 50 kN na svařovací přípravek. Současně musí odolávat téže síle v opačném směru při vypnutém chodu motoru tak, aby se vlivem teplotní roztažnosti při svařování nemohl pohon posunout.

Průzkum trhu elektromotorů je znázorněn v kapitole 1.3.1.

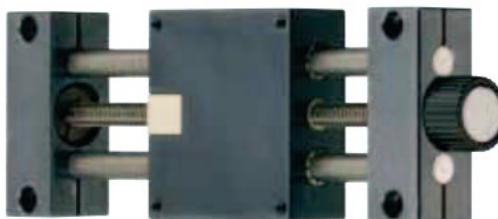
### 1.5.1 Lineární pojezd

#### a) Šroubový lineární mechanismus [12]

Tento mechanismus je složen z vodících tyčí a pohybového šroubu. Samotný pojezd je uskutečněn motorem, který je spojen s pohybovým šroubem.

Jejich hlavní výhoda se zakládá na tom, že současně plní funkci pojezdovou za pomoci vodících tyčí a pohonnou, která je uskutečněna pomocí pohybového šroubu. Dále dokáží odolávat vysokému zatížení a mají nízkou hmotnost.

Nevýhoda spočívá především v pohybovém šroubu. Šroub má určitou axiální vůli a způsobuje zahřívání vlivem tření v matici.



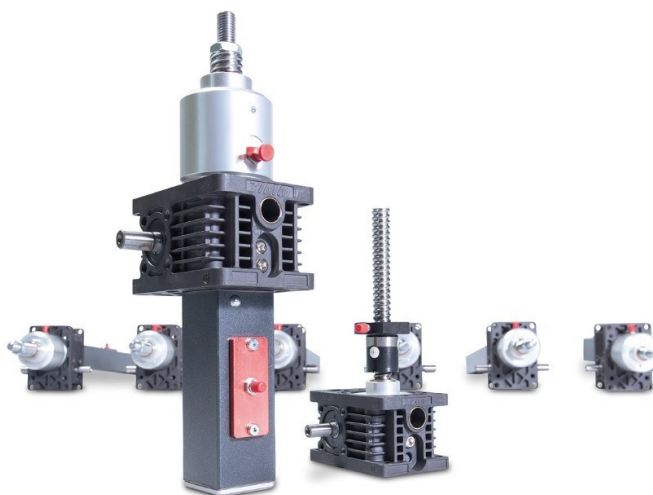
Obrázek 10 - Šroubový lineární stůl Hennlich [12]

### b) Zdvížná převodovka [13]

Zdvížná převodovka se skládá z kuličkového šroubu, který se pohybuje za pomoci rotační matice. Matice je uložena v převodovém ústrojí a mění rotační pohyb na pohyb přímočarý. Tuto variantu lze zkombinovat s velkou škálou příslušenství. Např. brzdou motoru, brzdou samotné převodovky, pojistné hřídelové spojky apod.

Jejich výhodou je především v nízkém tření a minimální vůli v kuličkovém šroubu. Pomocí příslušenství lze zkombinovat několik funkcí v tomto celku. V poslední řadě dokáží vyvinout velkou axiální sílu.

Nevýhoda těchto převodovek spočívá v hmotnosti a jejich rozměru.



Obrázek 11 - Zdvížná převodovka ZIMM [13]

### 1.5.2 Brzda pohonu

Z důvodu působení síly do pohonného ústrojí je zapotřebí zamezit axiálnímu pohybu při vypnutém zdroji napájení pohonu. To lze uskutečnit několika způsoby.

#### a) Brzda elektromotoru

V této variantě je brzda umístěna v elektromotoru. Princip činnosti brzdy spočívá v samotném napájení motoru. Pokud tedy elektromotor není napájen, motor je zabrzděn pomocí třecího spoje. V případě přívodu proudu je tento třecí spoj rozpojen a motor se rozběhne.

Hlavní výhodou je jeho jednoduchost a snadné ovládání. Nevýhodou tohoto provedení je ta, že je zabrzděn motor, který je umístěn na konci celého uzlu a z toho důvodu může v mechanismu vzniknout vůle, která je uskutečněna ve spojích a v převodovém ústrojí.



### **b) Brzda převodovky**

Brzda je umístěna přímo na převodovce, kde brzdí výstupní hřídel. Brzda funguje obdobně jako brzda elektromotoru. Při přerušení napájení, brzda zaaretuje výstupní hřídel pomocí třecího spoje.

Jejich výhodou je ta, že brzda je připojena přímo na převodovku a tím pádem jsou eliminovány případné vůle v hřídelové spojně. Nevýhodou jsou potřebné velké brzdné momenty, protože jsou situovány na výstupní hřídeli.

### **1.5.3 Hřídelová momentová spojka**

Pro vypnutí elektromotoru při vyvinutí potřebné svírací síly je zapotřebí použít takovou spojku, která při přetížení proklouzne a současně vypne elektromotor.

Tyto vlastnosti má například spojka SYNTEX Standart či spojka KTR-SI Compact [14]. U této spojky lze nastavit potřebný krouticí moment, u kterého spojka zastaví elektromotor pomocí koncového spínače.



Obrázek 12 - Momentová pojistná spojka SYNTEX Standard [14]

## **1.6 Patentová ochrana**

Při průzkumu patentové dokumentace jsem vyhledal několik typů polohovadel určených pro polohování se svařencem. V zahraniční databázi jsem tyto stroje hledal pod anglickým názvem „Welding positioner“. Ve většině případů pochází patenty z Číny. V národní databázi vytvořené pro Českou republiku jsem nenalezl žádný patent, který odpovídá mému zadání. V příloze A, B, C a D jsou uvedené některé patenty, které pocházejí ze zahraničí. [15], [16], [17], [18].

## **1.7 Zhodnocení rešerše**

Při průzkumu trhu na internetu jsem našel několik typů polohovadel, které jsou určeny pro polohování se svařencem. To byla především polohovadla, která mají jednu otočnou desku a je nutností použít speciální přípravky pro upevnění svařence. Při průzkumu jsem nenašel takový typ polohovadla, který umožňuje sevřít svařenec ze dvou stran a tím pádem eliminovat použití přípravku pro upevnění svařence.

## **2 Požadavky na návrh**

Postup pro určení požadavků je čerpán z literatury [19].

### **2.1 Upřesnění zadání**

- Polohovadlo bude určené pro automatizovaný provoz.
- Svařenec bude umístěn ve svařovacím přípravku.
- Svařenec včetně svařovacího přípravku se bude vkládat do stroje pomocí vysokozdvizného vozíku.
- Důraz bude kladen na přesnost polohování s vysokou tuhostí.
- Otočné rameno a deska se budou otáčet o libovolný úhel ( $\pm 360^\circ$ ).
- Zajištění aretace otočných desek.
- Sériová výroba u svařování náprav.

## 2.2 Třídy vlastností polohovadla

Tabulka 1 - Třídy vlastností polohovadla

č.	Třída vlastností stolu	Dílčí vlastnosti
1.	Funkce polohovadla	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ustavení polohovadla do svařovací pozice.</li> <li>• Aretace polohovadla proti pohybu.</li> <li>• Sevření svařovacího přípravku.</li> <li>• Sběr svařovacího proudu.</li> </ul>
2.	Funkční parametry	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hmotnost svařovacího přípravku včetně svařence je 1000 kg.</li> <li>• Upínací síla na svařovací přípravek je 50 kN.</li> <li>• Otáčky upínacích desek a ramena činí 20 ot.min<sup>-1</sup>.</li> <li>• Svařovací přípravek má rozměry výšky 700 mm, délky 700 mm a šířky 400 mm.</li> <li>• Tuhost stroje.</li> </ul>
3.	Provozní vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vysoká spolehlivost.</li> <li>• Účinný sběrač svařovacího proudu.</li> <li>• Přesné řízení polohy pro svařování.</li> <li>• Minimální snížení přesnosti z důvodu opotřebení.</li> </ul>
4.	Ergonomické a ekologické vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Uzpůsobení pro automatizované svařování.</li> <li>• Snadné vložení svařovacího přípravku do stroje.</li> <li>• Zabezpečení proti vstupu člověka do pracovní zóny.</li> </ul>
5.	Vzhledové vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Masivní design.</li> <li>• Volba výrazné barvy z důvodu bezpečnosti.</li> </ul>
6.	Distribuční vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Doprava v rozloženém stavu.</li> <li>• Manipulace pomocí jeřábu – záchytné body.</li> </ul>
7.	Vhodnost pro rychlé dodání	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kusová výroba.</li> </ul>
8.	Respektování zákonů, předpisů a norem	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Respektování patentového zákona.</li> <li>• Důraz kladen na bezpečnost a ochranu zdraví při práci.</li> </ul>
9.	Vhodnost pro výrobu	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Použití ekonomicky nenáročné výroby.</li> </ul>
10.	Ekonomické vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Výrobní a provozní náklady s ohledem na vysokou životnost a spolehlivost stroje.</li> </ul>
11.	Vhodnost pro likvidaci	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Možnost snadné demontáže a následného třídění různorodých materiálů.</li> </ul>

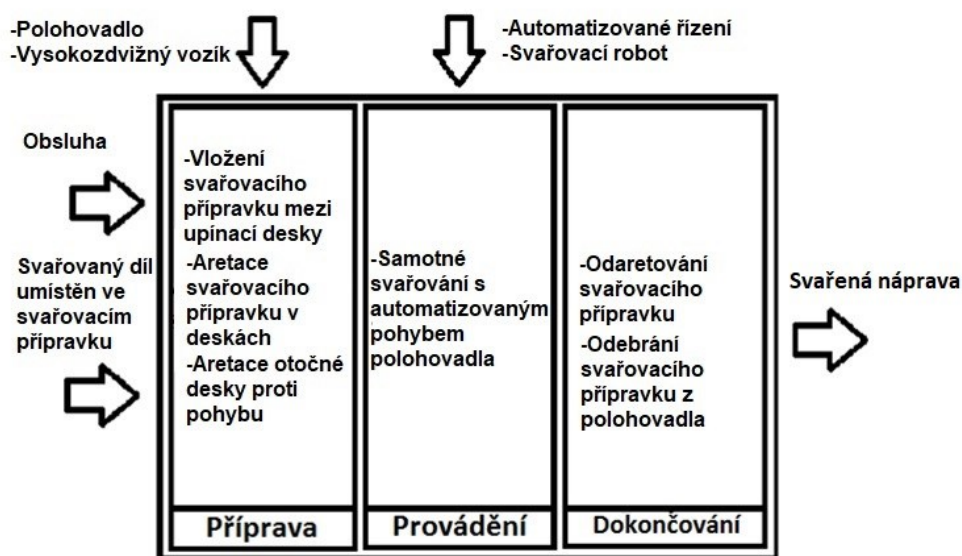
### 2.3 Schéma technického procesu

Schéma technického procesu znázorňuje, co vykonává polohovadlo.

Obsluha polohovadla vloží svařovací přípravek včetně svařence mezi upínací desky za pomoci vysokozdvížného vozíku. Tento přípravek ustaví na spodní desku pomocí ustavovacích čepů, které zajistí správnou polohu svařence. Dále obsluha pomocí ručního ovládání sjede s horní posuvnou deskou k přípravku, kde desku se svařovacím přípravkem upne silou 50 kN. V posledním kroku otočí s deskou do správné polohy a zaaretuje otočnou deskou proti pootočení.

Následuje samotné svařování a polohovadlo se pohybuje v automatizovaném chodu pomocí CNC řízení.

V závěrečné fázi obsluha odaretuje svařovací přípravek a vyjme jej včetně svařence ze stroje.



Obrázek 13 - Schéma technického procesu

### 3 Hodnocení konceptů

Postup pro hodnocení konceptů je čerpán z literatury [19].

#### 3.1 Kritéria pro hodnocení konceptů

- Nízká hmotnost
- Tuhost
- Přesnost pohybu
- Aretace

U každé orgánové struktury budu hodnotit splnění kritérií známkou 1 až 5. Následně vyberu řešení s nejlepším aritmetickým průměrem.

#### 3.2 Návrh konceptu pomocí Morfologické matice

V této tabulce jsem vytvářel různé varianty pro následné vyhodnocení konceptu.

Tabulka 2 - Morfologická matice

Dílní funkce		Funkční principy/Orgány – nositelé funkcí			
		1	2	3	4
1. Aretace pohybu otočných desek	Konstrukční provedení	Třecí spoj	3. Aretace v pohonu	1.	
	Pohon	Pneumatický	Elektrický	Hydraulický	
2. Sevření svařovacího přípravku	Pohon	Lineární pohon	Zdvíhací převodovka		
	Brzda	Brzda motoru	Brzda převodovky		
3. Pohyb otočné desky	Převodovka	Šneková	Cykloidní	Planetová	
	Pohon	Servomotor	Krokový		
4. Uložení otočných desek	Konstrukční provedení	Otočové ložisko	Ložiska v ložiskovém tělese		

### 3.3 Výběr konceptu pomocí tabulky

Varianty jsem hodnotil pomocí kritérií konceptů.

Tabulka 3 - Výběr konceptu pomocí tabulky

	Kritéria					
Varianta	Nízká hmotnost	Tuhost	Přesnost pohybu	Aretace	Průměr	Pořadí
1	2	1	3	3	2,25	2
2	3	2	4	2	2,75	3
3	2	2	1	2	1,75	1

Ze všech uvažovaných variant volím variantu č. 3, která nejlépe splnila zadaná kritéria.

## 4 Konfigurace otočné desky

V této kapitole jsem navrhl potřebnou velikost pohonu otočné desky a její uložení.

### 4.1 Návrh velikosti otočového ložiska

Nejdříve jsem vytvořil návrh vhodné velikosti otočového ložiska.

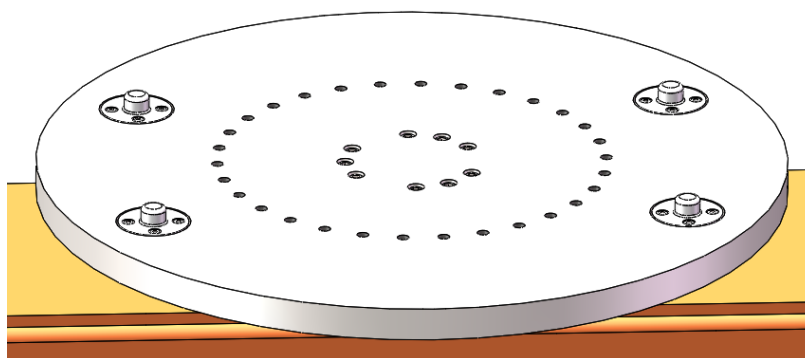
V prvním kroku jsem vypočítal celkové zatížení, které působí na ložisko.

#### 4.1.1 Zjištění velikosti silových účinků od zatěžujících konstrukčních uzlů

##### a) Otočná deska

Hmotnost otočné desky jsem zjistil dle softwaru Solidworks [35].

Otočná deska váží 183,3 kg.



Obrázek 14 - Otočná deska

##### b) Svařenec včetně svařovacího přípravku

Dle zadání činí hmotnost svařence včetně svařovacího přípravku 1000 kg.

##### c) Zátěžná síla na stlačení svařence

Dle zadání působí na svařenec a tedy i na ložisko síla, která činí 50 000 N.

#### 4.1.2 Výpočet celkového axiálního silového zatížení

Dále jsem si vypočítal celkovou axiální sílu, která působí na ložisko.



### Postup výpočtu:

$$F_{Acel} = (m_{Dot} + m_{obr}) \cdot g + F_{stl} = (183,3 + 1000) \cdot 9,81 + 50000 = 61608,2 \text{ N} \quad (1)$$

Kde:

$m_{Dot} [kg]$	– Hmotnost otočné desky
$g [m \cdot s^{-2}]$	– Gravitační zrychlení
$m_{obr} [kg]$	– Hmotnost svařence včetně svařovacího přípravku
$F_{stl} [N]$	– Zátěžná síla pro stlačení svařence

### 4.1.3 Výpočet naklápěcího momentu

Při otočené poloze ramena o  $90^\circ$  působí na horní i dolní ložisko radiální síla. Je tedy zapotřebí vypočítat naklápěcí moment.

Na obr. 15 je schematicky znázorněno těžiště svařence v kolmém směru. Toto těžiště leží uprostřed obou ložisek.

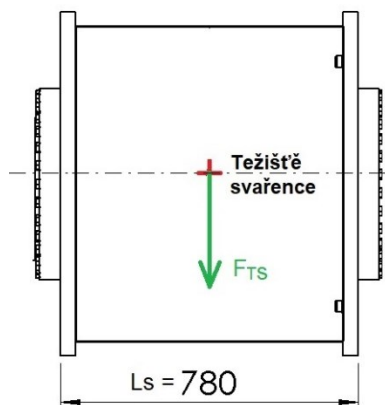
### Postup výpočtu:

$$M_{Ts} = F_{Ts} \cdot \frac{L_s}{2} = (m_{obr} \cdot g) \cdot \frac{L_s}{2} = (1000 \cdot 9,81) \cdot \frac{780}{2} = 3825900 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (2)$$

$$M_{Ts} = 3,83 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Kde:

$M_{Ts} [N \cdot \text{mm}]$	– Naklápěcí moment působící na ložisko
$g [m \cdot s^{-2}]$	– Gravitační zrychlení
$L_s [mm]$	– Vzdálenost ložisek
$F_{Ts} [N]$	– Síla odvozená od hmotnosti svařence včetně přípravku

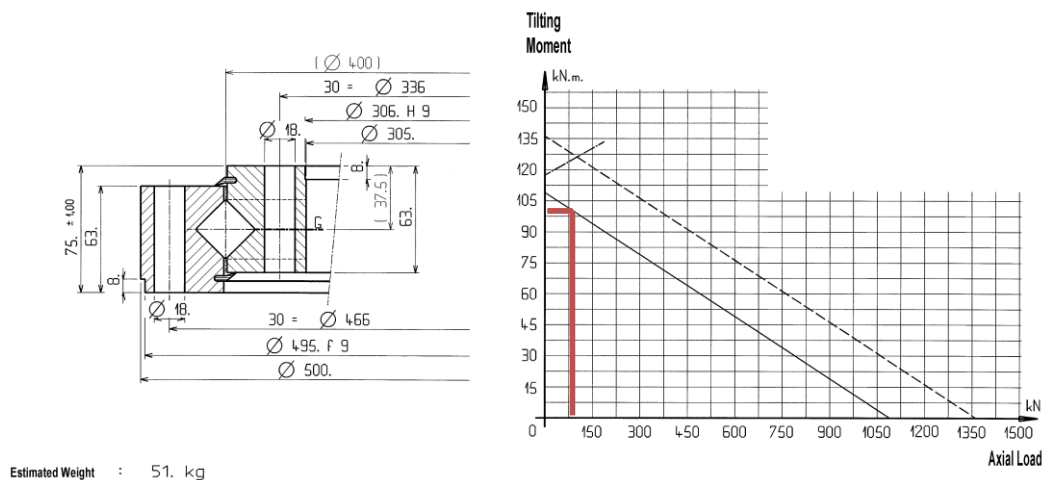


Obrázek 15 - Schéma zatížení ložiska

#### 4.1.4 Volba velikosti otočového ložiska

Dle obr. 16 jsem zvolil otočové ložisko typu Rollix 08-400-00 [20]. Toto ložisko dovoluje axiální zatížení až 1050 kN a naklápěcí moment až 100 kN.m.

Z hlediska rozměrů ložiska jsem volil to, které vyhovuje konstrukčnímu návrhu.



Obrázek 16 - Otočové ložisko Rollix 08-400-00 [20]

#### 4.2 Návrh převodovky

Dle vyhodnocení konceptů jsem zvolil cykloidní převodovku, která má minimální vůli v pohybu.

##### 4.2.1 Výpočet potřebného krouticího momentu na převodovce

Teorie čerpána z literatury [21].

##### Postup výpočtu:

Pro výpočet jsem použil zjednodušené těleso svařence včetně svařovacího přípravku z důvodu minimálních informací o jeho tvaru. Použil jsem válcové těleso o průměru 800 mm, který odpovídá opsané kružnici zadané obdélníkové podstavy.

V tomto kroku si vypočítám potřebný krouticí moment pro otočení desek.

$$M_c = \sum_{i=c}^n M_i = M_{red} + 2 \cdot M_l \quad (3)$$

Pro výpočet celkového krouticího momentu pro otočení desek  $M_c$ , je zapotřebí vypočítat redukovaný moment  $M_{red}$  a moment odvozený od tření v otočovém ložisku  $M_l$ .

Nejprve vypočítám redukovaný moment  $M_{red}$ . Do něj zahrnu všechny součásti, které se budou otáčet.

$$M_{red} = I_{red} \cdot \varepsilon_d \quad (4)$$

U výpočtu momentu setrvačnosti svařence včetně svařovacího přípravku jsem použil Steinerovu větu, jelikož při vložení svařovacího přípravku mezi otočné desky nejsme schopni docílit přesného ustavení svařovacího přípravku tak, aby těžiště svařence leželo v ose rotace. Proto jsem uvažil, že tento posun od osy rotace může být v krajním případě  $r_t = 0,1 \text{ m}$ .

Poloměr svařovacího přípravku  $r_s = 0,4 \text{ m}$

Hmotnost svařovacího přípravku včetně svařence  $m_{obr} = 1000 \text{ kg}$

V tabulce 4 jsou některé momenty setrvačnosti zjištěny dle softwaru Solidworks [35].

Tabulka 4 - Momenty setrvačnosti jednotlivých součástí

Součást	Moment setrvačnosti [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]
Otočná deska spodní	$I_{dd} = 19,53$
Otočná deska horní	$I_{dh} = 19,27$
Svařenec včetně svařovacího přípravku	$I_s = \frac{1}{2} \cdot m_{obr} \cdot r_s^2 + m_{obr} \cdot r_t^2 = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 0,4^2 + 1000 \cdot 0,1^2 = 138$
Otočové ložisko 08.400.00 Rollix [20]	$I_l = 0,5$

$$I_{red} = \sum I_n = I_{dd} + I_{dh} + I_s + 2 \cdot I_l \quad (5)$$

$$= 19,53 + 19,27 + 138 + 2 \cdot 0,5 = 177,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Nyní si vypočítám úhlové zrychlení  $\varepsilon_d$  dle zadaných otáček  $n_d = 20 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ . Čas, za který otočná deska dosáhne požadovaných otáček, si zvolím  $t_d = 1 \text{ s}$ .

$$v_d = \frac{\pi \cdot D_d \cdot n_d}{60} = \frac{\pi \cdot 0,8 \cdot 20}{60} = 0,838 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6)$$

$$\omega_d = \varepsilon_d \cdot t_d \Rightarrow \frac{v_d}{r_s} = \varepsilon_d \cdot t_d \Rightarrow \varepsilon_d = \frac{v_d}{r_s \cdot t_d} = \frac{0,838}{0,4 \cdot 1} = 2,095 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (7)$$

Kde:

$v_d [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$  – Obvodová rychlost otočné desky

$D_d [\text{m}]$  – Průměr otočné desky

$\omega_d [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$  – Úhlová rychlost otočné desky

Po předchozích výpočtech si dopočítám redukovaný moment.

$$M_{red} = I_{red} \cdot \varepsilon_d = 177,8 \cdot 2,095 = 372,49 \text{ N} \cdot \text{m}$$

V posledním kroku výpočtu celkový krouticí moment pro otočení desek  $M_c$ . Moment, který je odvozený od tření v otočovém ložisku 08.400.00 Rollix [3] odpovídá hodnotě  $M_l = 45 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

$$M_c = M_{red} + 2 \cdot M_l = 372,49 + 2 \cdot 45 = 462,49 \text{ N} \cdot \text{m}$$

#### 4.2.2 Volba cykloidní převodovky

Dle výpočtů v kapitole 4.2.1 volím cykloidní převodovku značky Nabtesco typu RDR-100C-101-C3-ZZ-ZZ [22]. V příloze E je přiložen katalogový list převodovky. Tato převodovka umožní přenášet krouticí moment o velikosti 980 N.m. Dále její maximální vstupní otáčky od motoru jsou  $3000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ .

### 4.3 Návrh elektromotoru

Dle předchozího vyhodnocení konceptů volím servomotor.

#### 4.3.1 Výpočet potřebných parametrů elektromotoru

##### Postup výpočtu:

V prvním kroku výpočtu otáčky servomotoru, abych docílil u převodovky výstupní otáčky  $n_{vys} = 20 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ . Zvolená cykloidní převodovka má převodový poměr  $i_{př} = 101$  [22].

$$n_m = i_{př} \cdot n_{vys} = 101 \cdot 20 = 2020 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (8)$$

Kde:

$$n_m [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}] \quad - \text{Otáčky servomotoru}$$

Dále si výpočtu potřebný krouticí moment elektromotoru, tak aby na otočnou desku působil krouticí moment o velikosti 462,49 N.m.

$$i_{př} = \frac{M_c}{M_{vst}} \Rightarrow M_{vst} = \frac{M_c}{i_{př}} = \frac{462,49}{101} = 4,579 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (9)$$

### 4.3.2 Volba elektromotoru

Zvolil jsem servomotor značky ABB, který má označení ABB MU200 [23]. Tento motor vytváří krouticí moment o velikosti 1 N.m při nominálních otáčkách 5000 ot.min<sup>-1</sup>. Servomotoru snížím otáčky na 2020 ot.min<sup>-1</sup> za pomoci frekvenčního měniče, který je součástí zařízení. Po snížení otáček stoupne krouticí moment na  $M_{MU200vst} = 6,3 \text{ N.m}$  dle grafu v příloze F. [23]

#### Postup výpočtu:

Vypočítám si skutečný krouticí moment na výstupu z převodovky se servomotorem ABB MU200.

$$i_{př} = \frac{M_{MU200výš}}{M_{MU200vst}} \Rightarrow M_{MU200výš} = i_{př} \cdot M_{MU200vst} = 101 \cdot 6,3 = 636,3 \text{ N.m} \quad (10)$$

Nyní si provedu kontrolu, že teoretický krouticí moment pro otáčení desek je menší než skutečný krouticí moment na výstupu z převodovky.

$$M_c < M_{MU200výš} \Rightarrow 462,49 \text{ N.m} < 636,3 \text{ N.m} \quad (11)$$

Kontrola vyhovuje.

Kde:

$M_{MU200výš} [N \cdot m]$  – Skutečný krouticí moment na výstupu z převodovky

$M_{MU200vst} [N \cdot m]$  – Skutečný krouticí moment na vstupu do převodovky

### 4.4 Návrh aretace otočné desky

Pomocí Morfologické matice jsem určil, že aretace bude umístěna v pohonu otočné desky. Navrhnutá převodovka je nesamosvorná a tedy umístím brzdu do servomotoru, která je součástí motoru ABB MU200. V příloze F je umístěn katalogový list s maximálním brzdícím momentem, který činí až 17 N.m [23].

## 5 Konfigurace posuvné desky

V kapitole konfigurace posuvné desky si navrhnu vhodnou velikost zdvižné převodovky, elektromotoru, brzdy převodovky a v poslední řadě hřídelovou momentovou spojku.

### 5.1 Návrh zdvižné převodovky

Dle hodnocení kritérií pro hodnocení konceptů jsem zvolil zdvižnou převodovku ZIMM [13], která nejlépe vyhověla požadavkům.

#### 5.1.1 Volba velikosti zdvižné převodovky

Dle katalogového návrhu ZIMM (Příloha G) volím zdvižnou převodovku ZIMM Z-100-SL-KGT [24]. Viz kapitola 5.2.

### 5.2 Návrh elektromotoru

#### 5.2.1 Výpočet potřebného krouticího momentu

Dle katalogu [24], který je v příloze G, si vypočítám potřebný krouticí moment elektromotoru.

##### Postup výpočtu:

Dle přílohy G jsem zjistil, že pro vybranou převodovku odpovídá rozteč pohybového šroubu  $P_s = 10$  mm. Převodový poměr převodovky je  $i_{ZP} = 36$ , účinnost zdvižné převodovky odpovídá hodnotě  $\eta_{gearbox} = 0,65$  a účinnost pohybového šroubu činí  $\eta_{screw} = 0,9$ . V neposlední řadě hodnota zpětného momentu během akcelerace je  $M_L = 1,02$  N.m. Svěrná síla  $F_s$  je dle zadání 50 kN.

$$M_G = \frac{F_s \cdot P_s}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{gearbox} \cdot \eta_{screw} \cdot i_{ZP}} + M_L = \frac{50 \cdot 10}{2 \cdot \pi \cdot 0,65 \cdot 0,9 \cdot 36} + 1,02 = 4,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (12)$$

Kde:

$F_s$ [kN]	– Svěrná síla
$M_L$ [N · m]	– Zpětný moment během akcelerace [24]
$P_s$ [mm]	– Rozteč pohybového šroubu [24]

$\eta_{gearbox} [-]$	– Účinnost zdvižné převodovky [24]
$\eta_{screw} [-]$	– Účinnost pohybového šroubu [24]
$i_{zP} [-]$	– Převodový poměr převodovky [24]

### 5.2.2 Výpočet potřebných otáček

Zde si vypočítám potřebné otáčky elektromotoru, abych dosáhl rychlosti posuvu na převodovce  $5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ .

**Postup výpočtu:**

#### a) Výpočet otáček pohybového šroubu

Rozteč závitu  $P_s = 10 \text{ mm}$  [24]

Rychlost posuvu šroubu  $v_s = 5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$

$$v_s = \frac{P_s \cdot n_s}{60} \quad (13)$$

$$n_s = \frac{v_s \cdot 60}{P_s} = \frac{5 \cdot 60}{10} = 30 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde:

$n_s [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$  – Otáčky pohybového šroubu.

#### b) Výpočet otáček elektromotoru

Převodový poměr převodovky  $i_{zP} = 36$

$$n_{el} = n_s \cdot i_{zP} = 30 \cdot 36 = 1080 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (14)$$

Kde:

$n_{el} [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$  – Otáčky elektromotoru

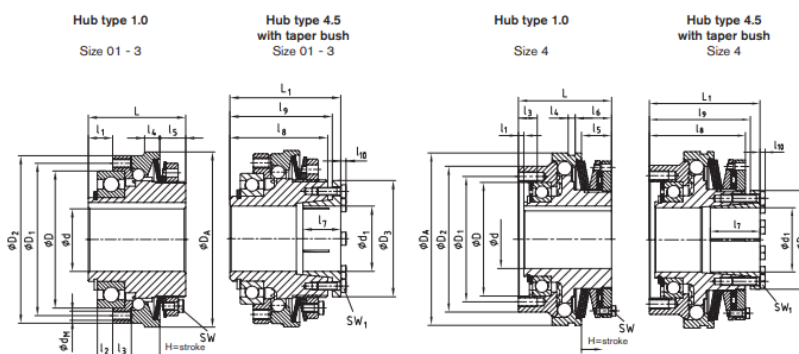
### 5.2.3 Volba servomotoru

Zvolil jsem po předchozích výpočtech servomotor značky ABB typu MU200 [23]. Tento servomotor vyvine při nominálních otáčkách  $5000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  krouticí moment o velikosti  $1 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Při otáčkách  $1080 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  dosáhne krouticího momentu  $6,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Tento moment plně dostačuje požadavkům. Graf závislosti otáček a krouticího momentu je znázorněn v příloze F [23].

### 5.3 Hřídellová momentová spojka

Volím hřídelovou momentovou spojku KTR-SI COMPACT 01 25/DK/4.5/5Nm/  
[25].

Tato spojka po dosažení krouticího momentu 5 N.m proklouzne a současně vypne servomotor.



Technical data – Dimensions																			
Size	Speed [rpm]	Torque [Nm]				Bore				Dimensions [mm]									
		T1	T2	T3	T4	D <sup>a</sup>	D <sup>b</sup>	D <sup>c</sup>	D <sup>e</sup>	h	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	l <sub>4</sub>	l <sub>5</sub>	l <sub>6</sub>	l <sub>7</sub>	l <sub>8</sub>	H <sup>max</sup>
0 14	4000	9-20	12-23	13-56	9-20	47	56	65	65	10	4	7,5	7-12	12	12	14	40	Bm6	7
0 3000	9-35	18-70	40-140	10-30 <sup>h</sup>	62	71	80	85	11	7	8,0	8-14	14	-	48	Bm6	7	11	
1 2500	19-35	18-70	78-260	14-35 <sup>h</sup>	75	85	95	100	14	9	10,5	9	16	-	59	Bm6	8	11	
2 2000	35-110	80-220	160-440	18-45 <sup>h</sup>	90	100	110	115	16	10	12	10	17	-	64	Bm6	10	11	
3 1500	80-185	160-370	320-740	24-50 <sup>h</sup>	100	120	130	135	18	10	12	12	21	-	75	Bm8	10	21	
4 1200	120-280	240-560	480-1120	30-63 <sup>h</sup>	110	130	140	145	20	12	14	14	24	-	85	Bm8	12	21	
5 1000	160-370	320-740	640-1400	40-75 <sup>h</sup>	140 <sup>h</sup>	160	180	185	24	14	16	16	30	-	95	Bm12	12	30	

Dimensions of hub type 4.5									
Size	Bore <sup>a)</sup>		Dimensions [mm]						
	d1	D3	l7	l8	l9	l10	L1	SW1	T <sub>A</sub> [Nm]
01	10-20	40.5	26	40	42	2.8	47	7	3
	19-25	42.0							
0	19-30	57	31	48	49	4.0	56	10	10
1	19-30	57	40	57	60	4.0	67	10	10
	32-40	64	31						
2	32-50	73.5	29	63	68.5	4.0	73	8	5.9
	32-50	73.5	29						
3	55-60	89	44	75	78.0	4.0	86	10	10
	60-80	129	62						
4	60-80	129	62	110	126	7	138	16	36

<sup>1)</sup> Max. finish bore, feather keyway acc. to DIN 6885 sheet 3

<sup>2)</sup> For transmittable friction torques  $T_R$  [Nm] of hub type 4.5 please refer to assembly instructions

Ordering example:	KTR-SI Compact 2	DK	4.5	T2	d <sub>1</sub> Ø40	150 Nm
	Type / size	Type [DK/SK]	Hub type	Disk springs	Bore	Torque set

For continuously updated data please refer to our online catalogue at [www.ktr.com](http://www.ktr.com)

255

Obrázek 17 - Hřídelová momentová spojka KTR-SI Compact [25]



## 5.4 Brzda převodovky

Pro aretaci polohy při vypnutí zdroji pohonu jsem zvolil brzdu převodovky. Tato brzda zabrání posunutí desky při vypnutí servomotoru. Brzdu jsem zvolil od firmy ZIMM, která se nabízí jako příslušenství k již navržené zdvižné převodovce. Označení má ZIMM FDB 17. Tato brzda dokáže zabrzdit moment o velikosti až 60 N.m. Viz katalogový list v příloze H. [24]



Obrázek 18 - Brzda převodovky ZIMM [24]

## 6 Konfigurace otočného ramena

V této kapitole jsem se zabýval konstrukčním návrhem otočného ramene včetně jeho pohonu a uložení.

### 6.1 Výpočet krouticího momentu pro pohon otočného ramene

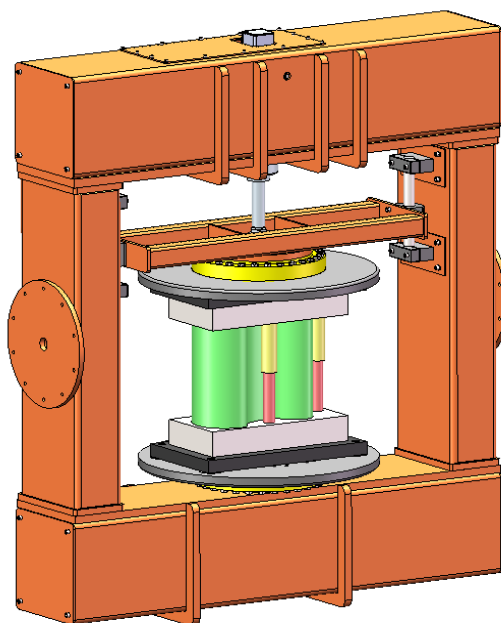
V této části jsem vypočetl krouticí moment potřebný k otáčení ramene.

#### 6.1.1 Určení hmotnosti otočného ramene

Zde jsem vyšetřoval celkovou hmotnost otočného ramene.

Hmotnost kompletního ramene včetně svařence jsem vyšetřil pomocí softwaru Solidworks [35].

Hmotnost kompletního ramena je  $m_R = 2610$  kg.



Obrázek 19 - Otočné rameno

### 6.1.2 Určení momentu setrvačnosti

Nyní jsem určil moment setrvačnosti ramene. Dle analýzy v softwaru Solidworks [35] vychází moment setrvačnosti ramene  $I_{Rt} = 761,12 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  v ose těžiště.

V dalším kroku jsem vypočítal moment setrvačnosti ramene k ose rotaci pomocí Steinerovy věty [21].

#### Postup výpočtu:

$$I_R = I_{Rt} + m_R \cdot R_t^2 = 761,12 + 2610 \cdot 0,104^2 = 789,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (15)$$

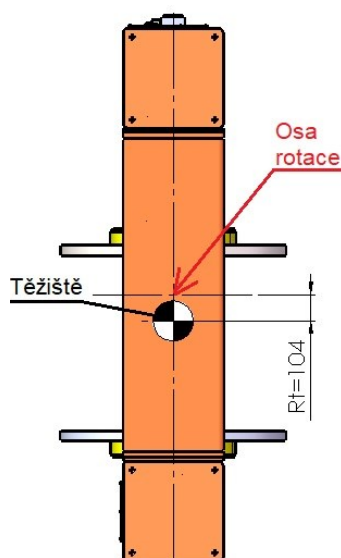
Kde:

$I_R [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  – Moment setrvačnosti ramene k ose rotaci

$I_{Rt} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$  – Moment setrvačnosti ramene k ose těžiště

$m_R [\text{kg}]$  – Hmotnost ramena

$R_t [\text{m}]$  – Vzdálenost osy rotace od osy těžiště



Obrázek 20 - Schéma otočného ramena

### 6.1.3 Výpočet krouticího momentu pro pohon ramena

K výpočtu krouticího momentu bylo zapotřebí vypočítat nejdříve úhlové zrychlení  $\varepsilon_R$  dle zadaných otáček  $n_R = 20 \text{ ot. min}^{-1}$ . Čas, kdy rameno dosáhne požadovaných otáček, si zvolím  $t_R = 2 \text{ s}$ . Dále průměr vnější kružnice otočného ramene je  $D_R = 2,13 \text{ m}$ .

**Postup výpočtu:**

$$v_R = \frac{\pi \cdot D_R \cdot n_R}{60} = \frac{\pi \cdot 2,13 \cdot 20}{60} = 2,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (16)$$

$$\omega_R = \varepsilon_R \cdot t_R \Rightarrow \frac{v_R}{r_R} = \varepsilon_R \cdot t_R \Rightarrow \varepsilon_R = \frac{v_R}{r_R \cdot t_R} = \frac{2,23}{1,065 \cdot 2} = 1,047 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (17)$$

Kde:

- $v_R [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$  – Obvodová rychlost otočného ramena
- $D_R [\text{m}]$  – Průměr vnější kružnice otočného ramena
- $\omega_R [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$  – Úhlová rychlost otočného ramena
- $r_R [\text{m}]$  – Poloměr vnější kružnice otočného ramena

V poslední řadě jsem dopočítal krouticí moment pro pohon ramena.

$$M_R = I_R \cdot \varepsilon_R = 789,35 \cdot 1,047 = 826,45 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (18)$$

Kde:

- $M_R [\text{N} \cdot \text{m}]$  – Krouticí moment pro pohon otočného ramena

### 6.2 Návrh převodovky

V této části jsem navrhnul konstrukční řešení převodovky.

#### a) Volba převodového ústrojí

V návrhu jsem zvolil převod pomocí ozubených kol, jelikož dokáže přenášet velký krouticí moment s vysokou účinností a životností. Tento převod bude dvoustupňový.

#### b) Volba druhu elektromotoru

Pro pohon převodovky volím servomotor, jelikož se s tímto motorem dají snadno regulovat otáčky a je vhodný pro přesné polohování s mechanismem.

### c) Volba velikosti servomotoru

Pro předběžný návrh vybírám servomotor ABB MU400. V příloze F je znázorněn katalogový list a graf pro určení krouticího momentu při určitých otáčkách. [23]

### d) Volba otáček a krouticího momentu servomotoru

Volím optimální otáčky servomotoru  $n_{RS} = 750 \text{ ot.min}^{-1}$ . Dle přílohy F má tento motor krouticí moment  $M_{RS} = 24 \text{ N.m}$  při zvolených otáčkách  $750 \text{ ot.min}^{-1}$ . [23]

### e) Výpočet teoretického převodového poměru

Nyní si vypočítám teoretický převodový poměr.

$$i_R = \frac{M_R}{M_{RS}} = \frac{826,45}{24} = 34,44 \quad (19)$$

### f) Výpočet převodového poměru pro I. a II. stupeň

K výpočtu převodového poměru pro I. a II. stupeň mi napomohl výpočtový program MITCalc [36].

Na obr. 21 lze vidět zadanou hodnotu celkového převodového poměru a požadovaný převodový poměr pro I. a II. stupeň. V tabulce výsledků 3.7 jsou znázorněné různé varianty rozložení převodového poměru.

3.1 Požadovaný celkový převodový poměr	i1,4	34,44000	Výpočet				
3.2 Požadovaný převodový poměr soukolí I	i1,2	5,86856					
3.3 Požadovaný převodový poměr soukolí II	i3,4	5,86856					
3.4 Optimalizace převodovky na:	Hmotnost		<input type="checkbox"/>				
3.5 Min/max počet zubů pastorku (soukolí I)	z1 min/max	15	30				
3.6 Min/max počet zubů pastorku (soukolí II)	z3 min/max	20	40				
3.7 Tabulka výsledků							
	z1	z2	z3	z4	delta i	i	delta i [%]
1	21	123	25	147	0,00000	34,44000	0,00000%
2	25	147	21	123	0,00000	34,44000	0,00000%
3	25	147	28	164	0,00000	34,44000	0,00000%
4	28	164	25	147	0,00000	34,44000	0,00000%
5	25	147	35	205	0,00000	34,44000	0,00000%
6	16	94	29	170	0,00034	34,43966	0,00100%
7	24	141	29	170	0,00034	34,43966	0,00100%
8	29	170	24	141	0,00034	34,43966	0,00100%
9	29	170	32	188	0,00034	34,43966	0,00100%
10	29	170	40	235	0,00034	34,43966	0,00100%

Obrázek 21 - Stanovení převodového poměru pro I. a II. stupeň

Volím variantu č. 1, která má nulový rozdíl mezi skutečným a teoretickým převodovým poměrem.

Nyní jsem vypočítal převodový poměr pro I. a II. stupeň.

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{123}{21} = 5,857 \quad (20)$$

$$i_{3,4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{147}{25} = 5,88 \quad (21)$$

Kde:

- $z_1$  [–] – Počet zubů u prvního kola  
 $z_2$  [–] – Počet zubů u druhého kola  
 $z_3$  [–] – Počet zubů u třetího kola  
 $z_4$  [–] – Počet zubů u čtvrtého kola

### g) Výpočet parametrů ozubení pro I. stupeň

Tyto výpočty byly provedeny v programu MITCalc [36].

#### • Volba základních vstupních parametrů pro I. stupeň

Nejprve jsem zadal na řádek 1.1 přenášený výkon elektromotoru. Ten jsem vypočítal dle vzorce [26]:

$$M_{RS} = P_S \cdot \frac{9550}{n_{RS}} \quad (22)$$

$$P_S = \frac{M_{RS} \cdot n_{RS}}{9550} = \frac{24 \cdot 750}{9550} = 1,885 \text{ kW}$$

Dále jsem zadal otáčky servomotoru a vypočítaný převodový poměr.

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba základních vstupních parametrů				
1,1	Přenášený výkon	Pw [kW]	1,885	1,868 <= Max. Pw
1,2	Otáčky pastorku / kola	n [/min]	750,00	i <= n1,n2
1,3	Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	24,00	Pw <= Mk,n
1,4	Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	5,857	2,00
1,5	Skutečný převodový poměr / odchylka	i	5,857	0,00%

Obrázek 22 - Volba základních vstupních parametrů pro I. stupeň

#### • Volba materiálů, režimu zatížení a vybraných parametrů pro I. stupeň

Na řádku 2.2 a 2.3 volím materiál kol konstrukční ušlechtilou ocel, která je povrchově kalena. Na řádku 2.4 a 2.5 volím zatížení plynulé, které je určené pro elektromotor. Na řádku 2.6 volím oboustranně nesymetricky uložené soukolí – typ 2. To znamená, že nesymetricky je uložené pouze kolo či pastorek. Dále jsem zvolil stupeň přesnosti 7, který je určen pro obráběcí stroje. Koeficient jednorázového přetížení na řádku 2.8 volím 2, jelikož odpovídá variantě s elektromotorem. Požadovanou životnost na řádku 2.9 zadávám 80 000 h. To odpovídá strojům pro nepřetržitý provoz. V poslední řadě volím koeficient bezpečnosti SH = 1,3, což je na horní mezi doporučeného rozsahu 1,1÷1,3 a SF = 1,6, což vyhovuje min. rozsahu 1,5÷2,0.

2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba materiálu, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.			
2.1 Označení materiálu podle normy :	ISO		
2.2 Materiál pastorku :	E,F...Konstrukční ocel ušlechtlá T2(683/7-70) (Rm=785 MPa) povrchově kalé		
2.3 Materiál kola :	E,F...Konstrukční ocel ušlechtlá T2(683/7-70) (Rm=785 MPa) povrchově kalé		
2.4 Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	A...Plynulé		
2.5 Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	A...Plynulé		
2.6 Typ uložení soukolí	D. Oboustraně nesymetricky uložené soukolí - typ 2		
2.7 Stupeň přesnosti - ISO1328   Ra max   v max.	7.....(Ra max. = 1,6 / v max. = 8)		
2.8 Koeficient jednorázového přetížení	KAS	2,00	[h]
2.9 Požadovaná životnost	Lh	80000	
2.10 Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,30      1,60	
2.11 Automatický návrh	Přímé ozubení		Šikmé ozubení

Obrázek 23 - Volba materiálu, režimu zatížení a vybraných parametrů pro I. stupeň

### • Návrh modulu a geometrie ozubení pro I. stupeň

Zde jsem dosadil počet zubů pastorku a normální úhel záběru kol. Dále mi program navrhnul modul ozubení 2 a šířku pastorku  $b_1 = 38$  mm a  $b_2 = 37$  mm. Program mi následně vypočetl na řádce 4.5, že poměr šířky pastorku k jeho průměru je stejný jako maximální dovolený, čili tato podmínka je splněna. Na řádce 4.7 je možné vidět roztečné kružnice obou kol. Na řádce 4.17 jsem určil boční vůli o hodnotě 0,1 mm dle řádku 4.16. Určil jsem tuto hodnotu velmi malou z důvodu potřeby minimální vůle.

4.0 <input checked="" type="checkbox"/> Návrh modulu a geometrie ozubení			
4.1 Počty zubů pastorku / kola	z	21      123	$i \leq z_1, z_2$
4.2 Normální úhel záběru	$\alpha$	20	[°]
4.3 Základní úhel sklonu zubů	$\beta$	0	[°]
4.4 Nastavení poměru šířky pastorku k průměru		<      0      >	Navrhnout ozubení
4.5 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	$\Psi_d / \max$	0,90      < 0,9	
4.6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota	mn [mm]	2      10	Přesné mn
4.7 Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d1/d2	42,00      246,00	[mm]
4.8 Doporučená šířka ozubení		25,6 - 37,8	[mm]
4.9 Šířka pastorku / kola	b1/b2	38,00      37,00	[mm]
4.10 Pracovní šířka ozubení	bw	37	[mm] <input checked="" type="checkbox"/>
4.11 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	$\Psi_d / \max$	0,90      < 0,9	
4.12 Pracovní vzdálenost os	aw	144,146	[mm]
4.13 Přibližná hmotnost soukolí	m	14,208	[kg]
4.14 Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	1,44      3,66	
4.15 Boční vůle v ozubení (normální)			
4.16 - Doporučená min   max. hodnota		0,072      0,288	[mm]
4.17 - Zvolená boční vůle	jn	0,1000	[mm]

Obrázek 24 - Návrh modulu a geometrie ozubení pro I. stupeň

- **Základní rozměry ozubení pro I. stupeň**

Na obr. 25 jsou rozepsané základní rozměry ozubení.

6.0 Základní rozměry ozubení			
6.1 Počty zubů pastorku / kola	z	21	123
6.2 Šířka pastorku / kola	b	38	37
6.3 Normální modul	mn	2	
6.4 Tečný modul	mt	2,0000	
6.5 Normální rozteč	p	6,283	
6.6 Čelní rozteč	pt	6,283	
6.7 Základní rozteč	ptb	5,904	
6.8 Osová vzdálenost (roztečná)	a	144,0000	
6.9 Osová vzdálenost (výrobní)	av	144,0000	
6.10 Osová vzdálenost (pracovní)	aw	144,1462	
6.11 Úhel záběru	$\alpha$	20,00	
6.12 Čelní úhel záběru	$\alpha_t$	20,0000	
6.13 Valivý úhel záběru normální	$\alpha_{wn}$	20,0000	
6.14 Valivý úhel záběru čelní	$\alpha_{wt}$	20,0000	
6.15 Úhel sklonu zubů	$\beta$	0,00	
6.16 Základní úhel sklonu	$\beta_b$	0,0000	
6.17 Průměr hlavové kružnice	da	46,2924	250,2924
6.18 Průměr roztečné kružnice	d	42,0000	246,0000
6.19 Průměr základní kružnice	db	39,4671	231,1644
6.20 Průměr patní kružnice	df	37,0000	241,0000
6.21 Průměr valivé kružnice	dw	42,0000	246,0000
6.22 Výška hlavy zubu	ha	2,1462	2,1462
6.23 Výška paty zubu	hf	2,5000	2,5000
6.24 Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	1,2326	1,5080
6.25 Tloušťka zubu na hlavové kružnici (tečná)	sta	1,2326	1,5080
6.26 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	3,1416	3,1416
6.27 Tloušťka zubu na roztečné kružnici (tečná)	st	3,1416	3,1416
6.28 Tloušťka zubu patní kružnici	sb	3,3191	6,6697
6.29 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,6163	0,7540
6.30 Jednotkové přisunutí kol	dY	-0,0731	
6.31 Celková jednotková korekce	x1+x2	0,0000	
6.32 Jednotkové posunutí	x	0,0000	0,0000

Obrázek 25 - Základní rozměry ozubení pro I. stupeň

- **Silové poměry (síly působící na ozubení) pro I. stupeň**

Tato část znázorňuje vypočtené silové poměry na ozubení pro následné navrhnutí ložisek a hřídelů.

12.0 Silové poměry (síly působící na ozubení)			
12.1 Obvodová síla	Ft	1142,97	[N]
12.2 Normální síla	Fn	1216,32	[N]
12.3 Axiální síla	Fa	0,00	[N]
12.4 Radiální síla	Fr	416,01	[N]
12.5 Ohybový moment	Mo	0,00	0,00
12.6 Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v   vmax	1,65	< 8
12.7 Tečné zatížení na jednotkovou šířku zubu / měrné zatížení	wt   wt*	30,89	15,45

Obrázek 26 - Silové poměry na ozubení pro I. stupeň



## h) Výpočet parametrů ozubení pro II. stupeň

Tento postup výpočtu je obdobný jako u I. stupně. Zde jsem definoval pouze volbu základních vstupních parametrů, základní rozměry ozubení a silové poměry v ozubení.

Ostatní části výpočtu viz příloha I.

### • Volba základních vstupních parametrů pro II. stupeň

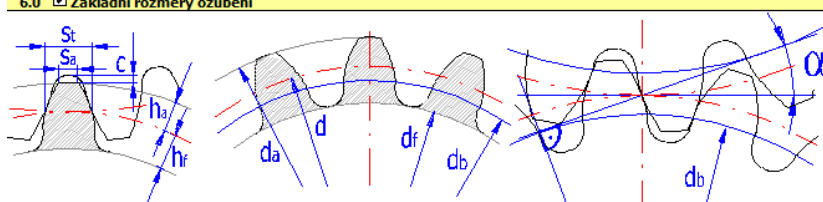
Na obr. 27 jsou vidět vstupní hodnoty pro II. převodový stupeň.

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba základních vstupních parametrů				
1,1 Přenášený výkon	Pw [kW]	1,868	1,853	<= Max. Pw
1,2 Otáčky pastorku / kola	n [/min]	128,00	21,8	i <= n1,n2
1,3 Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	139,37	812,83	Pw <= Mk,n
1,4 Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	5,880	6,30	
1.5 Skutečný převodový poměr / odchylka	i	5,880	0,00%	

Obrázek 27 - Volba základních vstupních parametrů pro II. stupeň

### • Základní rozměry ozubení pro II. stupeň

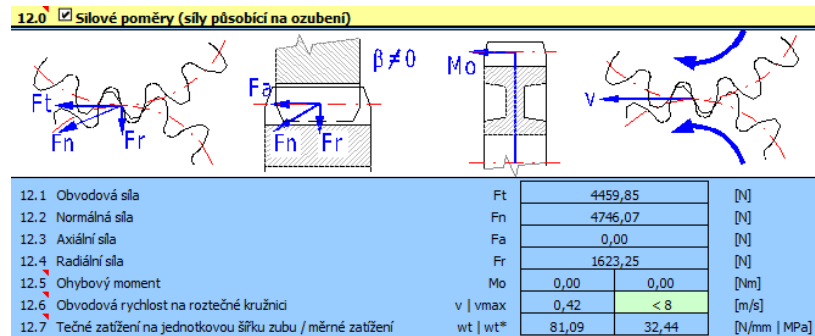
Na obr. 28 jsou vypsány základní rozměry ozubení.

6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Základní rozměry ozubení				
				
6.1 Počty zubů pastorku / kola	z	25	147	
6.2 Šířka pastorku / kola	b	56	55	[mm]
6.3 Normální modul	mn	2,5		[mm]
6.4 Tečný modul	mt	2,5000		[mm]
6.5 Normální rozteč	p	7,854		[mm]
6.6 Čelní rozteč	pt	7,854		[mm]
6.7 Základní rozteč	ptb	7,380		[mm]
6.8 Osová vzdálenost (roztečná)	a	215,0000		[mm]
6.9 Osová vzdálenost (výrobní)	av	215,0000		[mm]
6.10 Osová vzdálenost (pracovní)	aw	215,1462		[mm]
6.11 Úhel záběru	alpha	20,00		[°]
6.12 Čelní úhel záběru	alpha_t	20,0000		[°]
6.13 Valivý úhel záběru normální	alpha_wn	20,0000		[°]
6.14 Valivý úhel záběru čelní	alpha_wt	20,0000		[°]
6.15 Úhel sklonu zubů	beta	0,00		[°]
6.16 Základní úhel sklonu	beta_b	0,0000		[°]
6.17 Průměr hlavové kružnice	da	67,7924	372,7924	[mm]
6.18 Průměr roztečné kružnice	d	62,5000	367,5000	[mm]
6.19 Průměr základní kružnice	db	58,7308	345,3370	[mm]
6.20 Průměr patní kružnice	df	56,2500	361,2500	[mm]
6.21 Průměr valivé kružnice	dw	62,5000	367,5000	[mm]
6.22 Výška hlavy zubu	ha	2,6462	2,6462	[mm]
6.23 Výška paty zubu	hf	3,1250	3,1250	[mm]
6.24 Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	1,6399	1,9283	[mm]
6.25 Tloušťka zubu na hlavové kružnici (tečná)	sta	1,6399	1,9283	[mm]
6.26 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	3,9270	3,9270	[mm]
6.27 Tloušťka zubu na roztečné kružnici (tečná)	st	3,9270	3,9270	[mm]
6.28 Tloušťka zubu patní kružnici	sb	4,3727	9,2444	[mm]
6.29 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,6560	0,7713	[modul]
6.30 Jednotkové přísunutí kol	dY	-0,0585		[modul]
6.31 Celková jednotková korekce	x1+x2	0,0000		[modul]
6.32 Jednotkové posunutí	x	0,0000	0,0000	[modul]

Obrázek 28 - Základní rozměry ozubení pro II. stupeň

- **Silové poměry (síly působící na ozubení) pro II. stupeň**

Zde jsou znázorněny silové poměry pro II. stupeň.



Obrázek 29 - Silové poměry pro II. stupeň

### 6.2.1 Výsledné provozní parametry navrhované převodovky

Z navrhované převodovky vyplývá, že skutečné otáčky na výstupu z převodovky jsou  $n_{Rskut} = 21,8 \text{ ot. min}^{-1}$ . Skutečný krouticí moment je  $M_{Rskut} = 812,83 \text{ N.m}$ .

Skutečné otáčky zredukuje na zadané otáčky pomocí frekvenčního měniče a tím docílím i mírného zvýšení krouticího momentu.

Ze vzorců z kapitoly 6.1.3 si vypočítám skutečnou dobu  $t_{Rskut}$  na zrychlení ramena na dané otáčky.

#### Postup výpočtu:

$$\varepsilon_{Rskut} = \frac{M_{Rskut}}{I_R} = \frac{812,83}{789,35} = 1,0297 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (23)$$

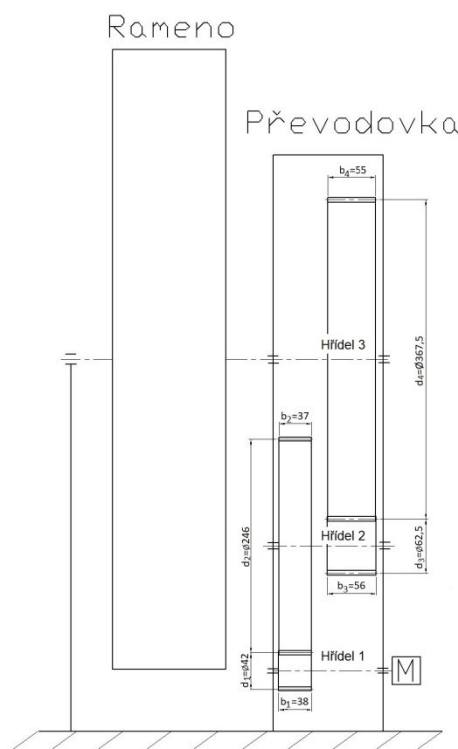
$$t_{Rskut} = \frac{v_R}{r_R \cdot \varepsilon_{Rskut}} = \frac{2,23}{1,065 \cdot 1,0297} = 2,03 \text{ s} \quad (24)$$

Kde:

$\varepsilon_{Rskut} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$  – Skutečné úhlové zrychlení otočného ramena

Skutečná doba pro rozběh ramena na zadané otáčky je 2,03 s. 0,3 s je minimální rozdíl mezi teoretickou a skutečnou dobou rozběhu ramena.

Na obr. 30 je znázorněné schéma převodovky se základními rozměry.



Obrázek 30 - Schéma převodovky

## 6.2.2 Konstrukční návrh jednotlivých hřídelů

V této kapitole jsem navrhnul jednotlivé hřídele. Na obr. 30 jsou znázorněny navrhované hřídele.

### a) Návrh 1. hřídele

Zde jsem provedl návrh a následnou kontrolu 1. hřídele v programu MITCalc [36].

#### • Předběžný návrh průměru 1. hřídele

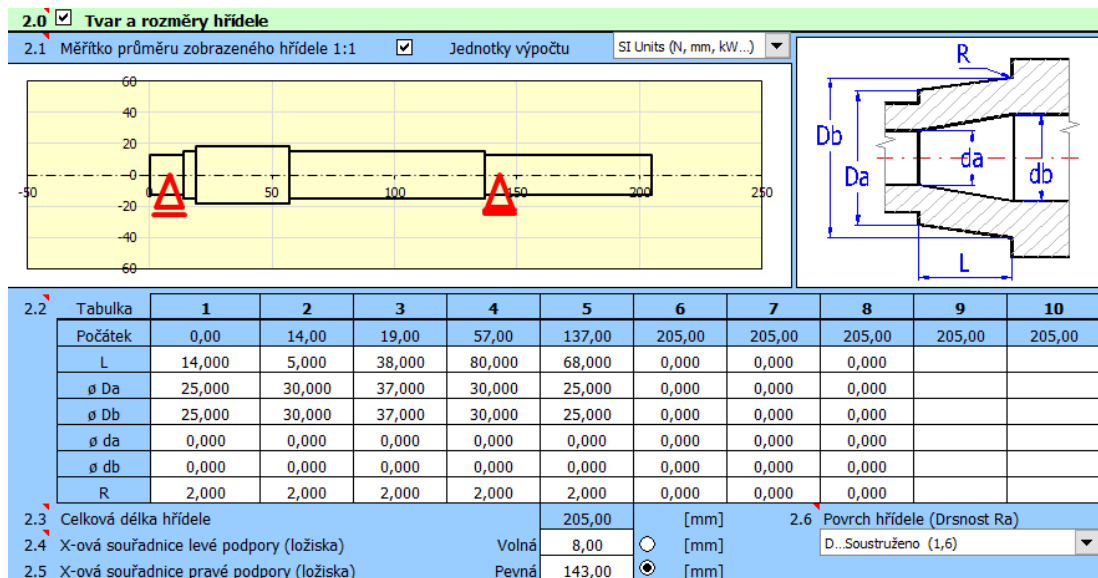
V této části jsem zadal do programu vstupní parametry dle předchozí kapitoly z návrhu soukolí. Na řádku 1.6 jsem zvolil typ zatížení hřídele pomocí stálého krutu a ohybu. Tento typ se používá pro případ převodu pomocí ozubených kol. Na řádku 1.7 jsem zvolil materiál pro hřídel ocel se zvýšenou pevností z důvodu toho, že pastorek je součástí hřídele. Pro můj případ použiju materiál 42CrMo4V+QT.

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Předběžný návrh průměru hřídele			
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Přenášený výkon	1,89	[kW]
1.3	Otáčky hřídele	750	[1/min]
1.4	Krouticí moment	24,00	[Nm]
1.5	Předběžný min. průměr	16,86	[mm]
		1.6	Typ zatížení hřídele
			B...Stálý krut + ohyb
		1.7	Materiál hřídele (pevnost v tahu)
			B...Ocel se zvýšenou pevností (850)

Obrázek 31 - Předběžný návrh průměru 1. hřídele

## • Tvar a rozměry 1. hřídele

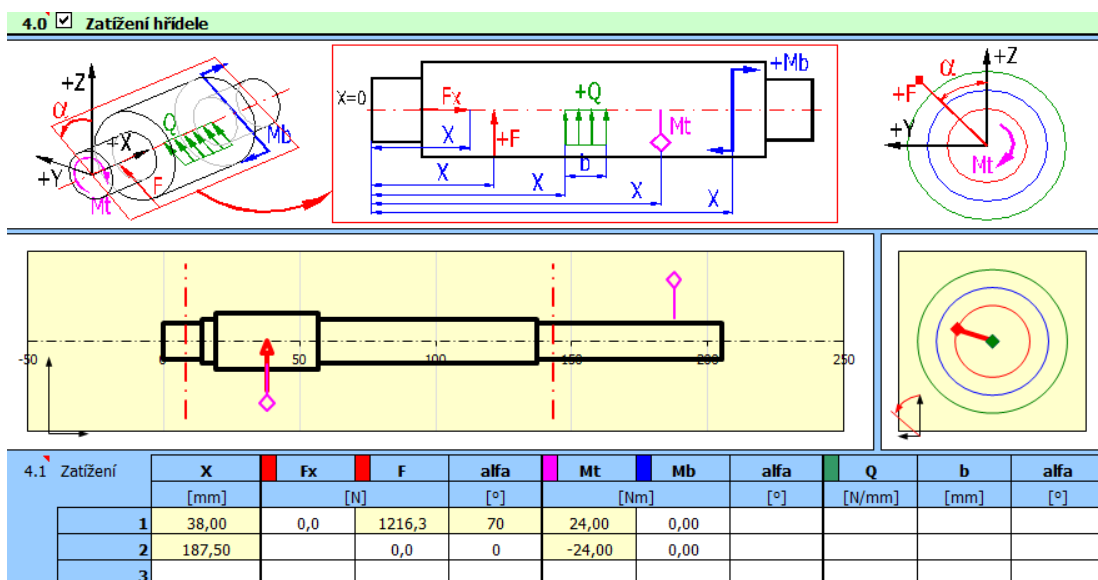
Nyní jsem do programu zadal navržené rozměry hřídele. V levé straně obrázku lze vidět schéma hřídele včetně vazeb. V tabulce 2.2 jsem zadal délky a průměry jednotlivých úseků hřídele. Dále na řádku 2.4 a 2.5 jsem zadal vzdálenost podpor. Nakonec jsem na řádku 2.6 zvolil soustružený povrch hřídele.



Obrázek 32 - Tvar a rozměry 1. hřídele

## • Zatížení 1. hřídele

Nyní jsem vložil do programu síly a krouticí moment. Do tabulky 4.1 jsem dosadil normálovou sílu ozubených kol a krouticí moment elektromotoru.



Obrázek 33 - Zatížení 1. hřídele

## • Materiál a způsob namáhání 1. hřídele

V této části jsem dosadil přesné parametry materiálu a způsob namáhání.

Volím zušlechťenou ocel 42CrMo4V+QT s minimální pevností v tahu 900 MPa. Dále jsem v tabulce 6.20 zadal součinitel max. zatížení 1,7 dle nápovědy MITCalc. V odstavci 6.25 jsem zadal zatěžovací podmínky pro jednotlivé zatížení.

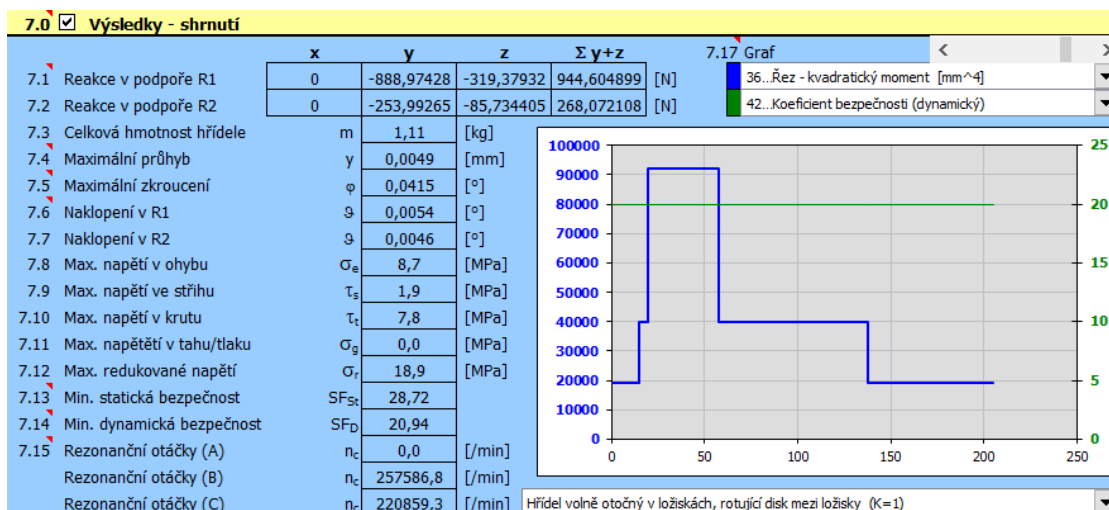
6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Materiál a způsob namáhání			
6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)			
B...Zušlechťená a legovaná ocel (500 - 1400)	905	[MPa]	
6.2 Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	900	[MPa] <input checked="" type="checkbox"/>
6.3 Mez kluzu v tahu	Sy/Re	585	[MPa]
6.4 Mez kluzu v ohybu	Syb/Reb	702	[MPa]
6.5 Mez kluzu ve smyku	Sys/Res	410	[MPa]
6.6 Pro střídavé zatížení			
6.7 Mez únavy - tah/tlak	$\sigma_C$	324	[MPa]
6.8 Mez únavy - ohyb	$\sigma_{eC}$	432	[MPa]
6.9 Mez únavy - krut	$\tau_C$	270	[MPa]
6.10 Pro míjivé zatížení			
6.11 Mez únavy - tah/tlak	$\sigma_{hC}$	486	[MPa]
6.12 Mez únavy - ohyb	$\sigma_{ehC}$	648	[MPa]
6.13 Mez únavy - krut	$\tau_{hC}$	378	[MPa]
6.14 Měrná hmotnost	Ro	7850,0	[kg/m <sup>3</sup> ]
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	210000	[MPa]
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	80000	[MPa]
6.17 Zatížení vlastní vahou		Ano	
6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti		20	
6.19 Součinitel namáhání	$\alpha_0$	1,30	<input checked="" type="checkbox"/>
6.20 Součinitel max. zatížení			
6.21 Ohyb		1,70	
6.22 Posouvající síla		1,70	
6.23 Krut		1,70	
6.24 Tah/Tlak		1,70	
6.25 Zatěžovací podmínky			
6.26 Zatížení ohybovým momentem		A...Statické	
6.27 Zatížení posouvající silou		A...Statické	
6.28 Zatížení kroutícím momentem		C...Střídavé	
6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou		A...Statické	
6.30 Dynamická kontrola			
6.31 Vliv povrchu hřídele		Ano	
6.32 Vliv velikosti hřídele		Ano	
6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)		Ano	

Obrázek 34 - Materiál a způsob namáhání 1. hřídele

## • Výsledné hodnoty 1. hřídele

Nyní zhodnotím výsledné hodnoty hřídele.

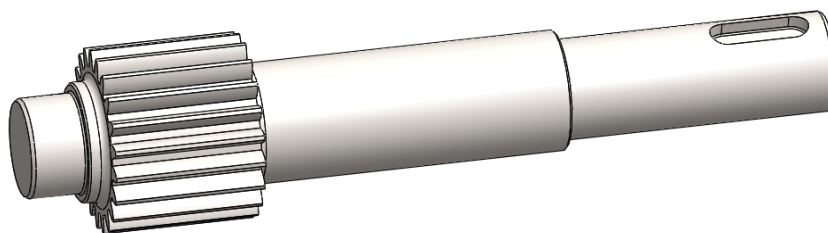
Reakce v levé podpoře dosahuje velikostí 944,6 N. Reakce v pravé podpoře má hodnotu 268,07 N. Na řádku 7.4 je znázorněný maximální průhyb hřídele. Dle nápovědy dovolený průhyb odpovídá hodnotě 0,02 mm. Dále maximální zkroucení na řádku 7.5 taktéž vyhovuje, jelikož dovolené zkroucení může nabýt hodnoty až 0,25°.



Obrázek 35 - Výsledné hodnoty 1. hřídele

- **Navržený tvar 1. hřídele**

Na obr. 36 je znázorněný model 1. hřídele. Ozubený pastorek bude součástí hřídele a drážka pro pero bude sloužit ke spojení s elektromotorem.



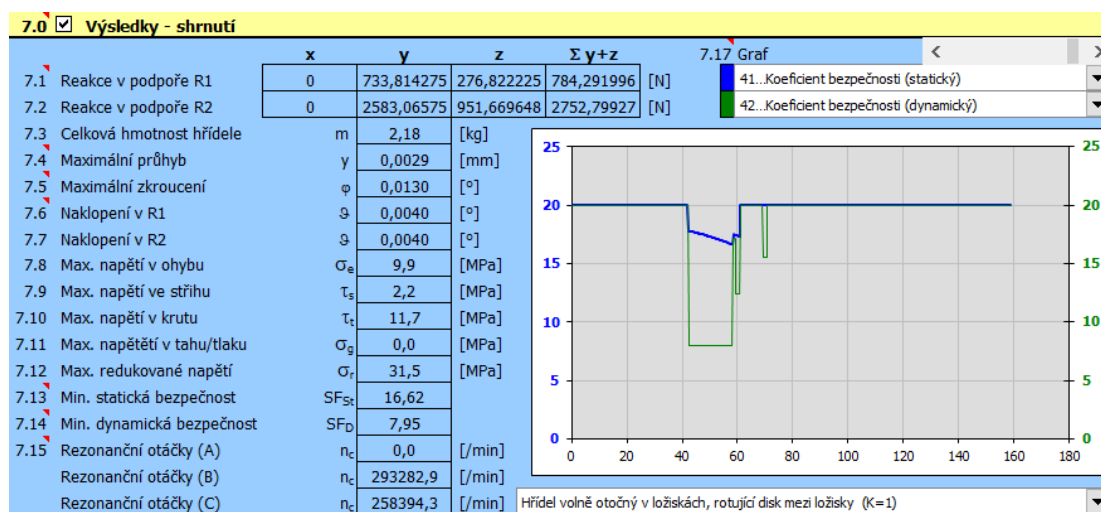
Obrázek 36 - Navržený tvar 1. hřídele

**b) Návrh 2. hřídele**

Výpočet jsem provedl obdobným způsobem jako u 1. hřídele.

- **Výsledné hodnoty 2. hřídele**

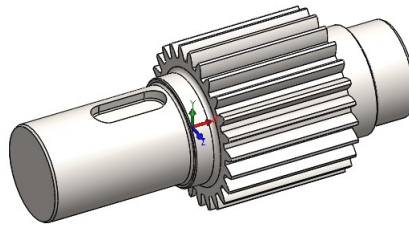
Reakce v levé podpoře je 784,29 N a v pravé podpoře působí zatížení 2752,8 N. Na řádce 7.4 je vypočítán maximální průhyb. Maximální dovolený průhyb je 0,025 mm. Dále na řádce 7.5 je vypočteno maximální zkroucení. Maximální dovolené zkroucení je 0,25°.



Obrázek 37 - Výsledné hodnoty 2. hřídele

- **Navržený tvar 2. hřídele**

Na obr. 38 je znázorněný model 2. hřídele. Ta má minimální průměr 40 mm. Obsahuje pastorek a drážku pro pero.



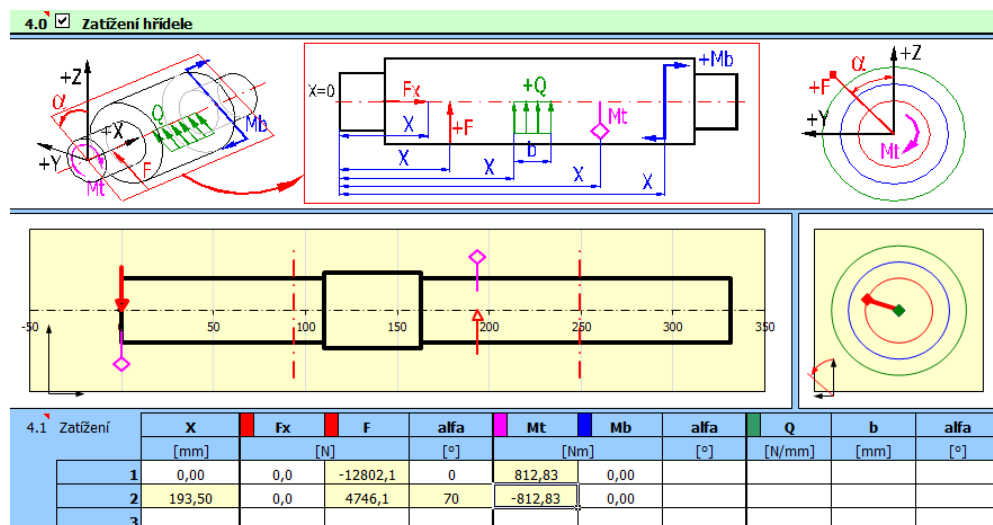
Obrázek 38 - Navržený tvar 2. hřídele

**c) Návrh 3. hřídele**

Výpočet je obdobný jako u 1. a 2. hřídele s tím rozdílem, že tato hřídel bude vyrobena z materiálu E355 (11 600).

- **Zatížení hřídele**

U zatížení hřídele jsem v tabulce 4.1 na 1. řádku dosadil silovou reakci odvozenou od hmotnosti ramene. Na 2. řádku jsem dosadil silové zatížení, které působí z ozubeného soukolí.



Obrázek 39 - Zatížení 3. hřídele

Zatěžující sílu odvozenou od hmotnosti ramene jsem vypočítal následovně.

**Postup výpočtu:**

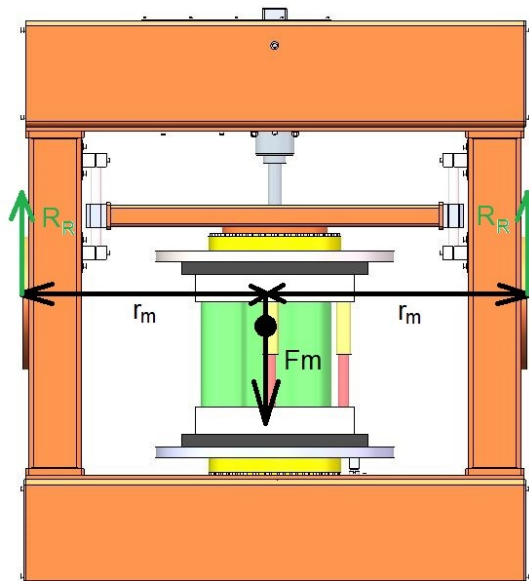
Sílu  $F_m$  jsem vypočítal dle softwaru Solidworks [35].

$$R_R = \frac{F_m}{2} = \frac{25604,2}{2} = 12802,1 \text{ N} \quad (25)$$

Kde:

$F_m [N]$  — Zátěžná síla odvozená od hmotnosti ramene

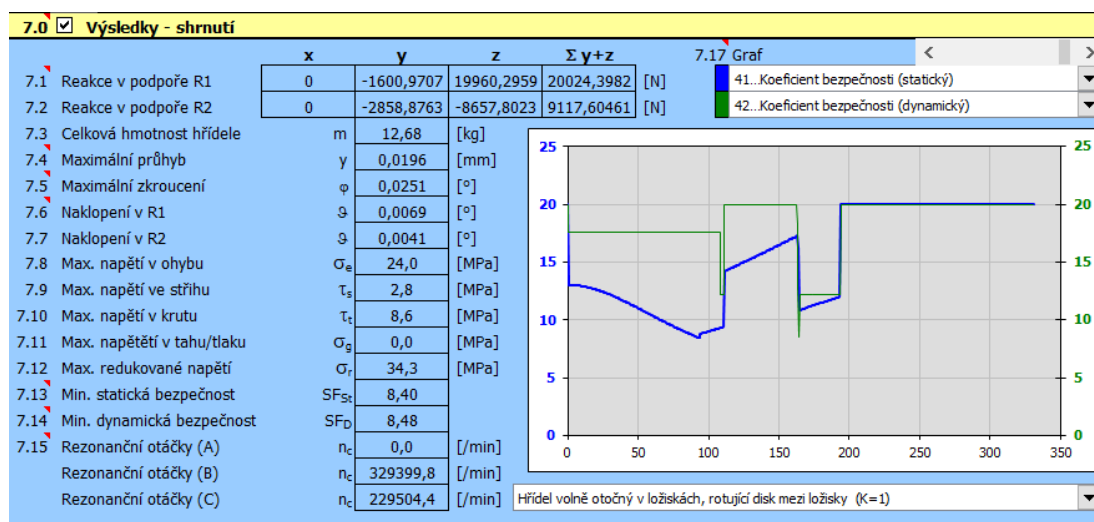
$R_R [N]$  — Reakce od hmotnosti ramene



Obrázek 40 - Schéma silových účinků na ramenu

### • Výsledné hodnoty 3. hřídele

Na řádce 7.4 je znázorněný maximální průhyb hřídele. Maximální dovolený průhyb je 0,025 mm. Maximální zkroucení je znázorněno na řádce 7.5. Maximální dovolené zkroucení je 0,25°.

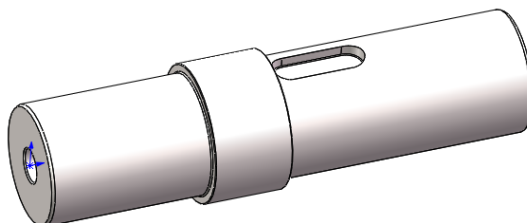


Obrázek 41 - Výsledné hodnoty 3. hřídele



- **Navržený tvar 3. hřídele**

Na obr. 42 je graficky znázorněný model 3. hřídele. Ta má průchozí díru pro průchod elektrických kabelů. Dále má drážku pro pero. Minimální průměr hřídele je 80 mm.



Obrázek 42 - Navržený tvar 3. hřídele

### 6.2.3 Návrh jednotlivých ložisek

V tomto kroku jsem navrhnul ložiska pro jednotlivé hřídele. Výpočet provedu v programu MITCalc [36].

Můj návrh bude ten, že na každé hřídeli budou dva stejné typy ložisek a budu kontrolovat pouze ložisko, které nese větší zatížení.

#### a) Návrh ložisek 1. hřídele

V této části jsem zvolil ložiska pro 1. hřídel.

- **Volba typu a zatížení ložiska 1. hřídele**

Pro svůj návrh volím ložisko kuličkové jednořadé. V tabulce 1.7 jsem dosazoval zatížení ložiska dle přechodých výpočtů. Na řádce 1.13 volím trvanlivost 40 000 hod. Tato hodnota je vhodná pro stroje, které pracují nepřetržitě. Dále na řádce 1.14 volím součinitel statické bezpečnosti 1,5, který se volí s ohledem na klidný chod. V poslední řadě jsem přidal dynamické síly odvozené od ozubených převodů.

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba typu ložiska, zatížení ložiska			
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Typ ložiska	Kuličková ložiska jednořadá	
1.7	Zatížení ložiska	Proměnlivé zatížení	
1.8	Otáčky	n	750,0 [1/min]
1.9	Radiální zatížení	Fr	944,0 [N]
1.10	Axiální zatížení	Fa	0,0 [N]
1.11	Součinitel přidavných dynamických sil		1,32
1.12	Požadované parametry ložiska		
1.13	Trvanlivost ložiska	Lh	40000 [h]
1.14	Součinitel statické bezpečnosti	s0	1,50
1.3	Provedení ložiska		
1.4	Otevřené provedení		
1.5	Samostatné ložisko		
1.6	Normální ložisková vůle		
1.15	Přidavné dynamické síly		
1.16	<input type="radio"/> Žádné		
1.17	<input checked="" type="radio"/> Od ozubených převodů		
1.18	Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)		
1.19	Součinitel	fk	1,1 - 1,3 1,20 <input checked="" type="checkbox"/>
1.20	Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory		
1.21	Součinitel	fd	1 - 1,2 1,10 <input checked="" type="checkbox"/>
1.22	<input type="radio"/> Od řemenových převodů		
1.23	Klínové řemeny		
1.24	Součinitel	fb	1,9 - 2,5 2,20 <input checked="" type="checkbox"/>

Obrázek 43 - Volba typu a zatížení ložiska 1. hřídele

- **Volba rozměrů ložiska 1. hřídele**

Zvolil jsem ložisko 6305, které se používá pro hřídele s průměrem 25 mm.

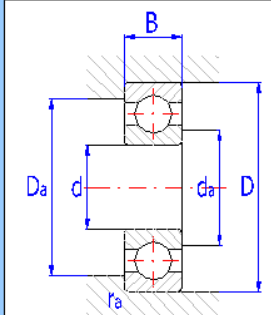
**2.0** ☒ **Volba rozměrů ložiska**

**2.1 Rozměry ložiska** Vyhledat Hledat další

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
72	25.0	62.0	17.0	23400	11600	24000	16000	6305 *

**2.2 Parametry ložiska**

2.3	Základní dynamická únosnost	C	23400	[N]	d	25
2.4	Dynamické ekvivalentní zatížení	P	1246,1	[N]	D	62
2.5	Základní trvanlivost	L10h	147155	[h]	B	17
2.6	Základní statická únosnost	C0	11600	[N]	ramax	1
2.7	Statické ekvivalentní zatížení	P0	1246,1	[N]	Damax	55
2.8	Součinitel statické bezpečnosti	s0	9,31		damin	32
2.9	Dovolené radiální zatížení	F <sub>rmax</sub>	-	[N]		
2.10	Dovolené axiální zatížení	F <sub>amax</sub>	-	[N]		
2.11	Referenční otáčky	nr	24000	[/min]		
2.12	Mezní otáčky	nmax	16000	[/min]		
2.13	Ztrátový výkon	NR	1,84	[W]		
2.14	Váha ložiska	g	0,23	[kg]		



Obrázek 44 - Volba rozměrů ložiska 1. hřídele

- **Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska 1. hřídele**

Zde jsem se zaměřil na řádek 3.13. Vychází mi trvanlivost ložiska 220 733 hod. Tato hodnota je předimenzovaná, ale z důvodu použití kuličkového ložiska není v sortimentu nižší řada ložisek, která by vyhověla.

**3.0** ☒ **Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska**

3.1	Kinematická viskozita maziva			3.7	Výpočet modifikované trvanlivosti				
3.2	Vztažná viskozita	$v_1$	23,4	[mm <sup>2</sup> /s]	3.8	Mezní únavové zatížení	P <sub>u</sub>	490	[N]
3.3	Provozní viskozita	$v$	20,1	[mm <sup>2</sup> /s]	3.9	Požadovaná spolehlivost		90 %	
3.4	Viskozitní poměr	$\kappa$	0,86		3.10	Znečištění maziva		Typické znečištění	
3.5	Požadované minimální zatížení				3.11	Součinitel úrovně znečištění	$\eta$	0,3 - 0,1	0,20
3.6	Minimální radiální zatížení	F <sub>rmin</sub>	34,64	[N]	3.12	Součinitel trvanlivosti	a <sub>1/a23</sub>	1	1,5
					3.13	Modifikovaná trvanlivost	L <sub>mh</sub>	220733	[h]

Obrázek 45 - Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska 1. hřídele

## b) Návrh ložisek 2. hřídele

Tento postup je obdobný jako u návrhu ložisek 1. hřídele.

- **Volba rozměrů ložiska 2. hřídele**

Navrhnul jsem ložisko 6408 pro hřídel o průměru 40 mm.

- **Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska 2. hřídele**

Na řádku 3.13 je znázorněná trvanlivost, která činí 147 309 hod. To je k navržené trvanlivosti 40 000 hod vyhovující.

3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska			
3.1 Kinematická viskozita maziva		3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti	
3.2 Vztavná viskozita	$V_1$	81	[mm <sup>2</sup> /s]
3.3 Provozní viskozita	$V$	20,1	[mm <sup>2</sup> /s]
3.4 Viskozní poměr	$\kappa$	0,25	
3.5 Požadované minimální zatížení		3.8 Mezní únavové zatížení	
3.6 Minimální radiální zatížení	$F_{rmin}$	36,97	[N]
		3.9 Požadovaná spolehlivost	90 %
		3.10 Znečištění maziva	Typické znečištění
		3.11 Součinitel úrovně znečištění	$\eta$ 0,3 - 0,1 0,20 <input checked="" type="checkbox"/>
		3.12 Součinitel trvanlivosti	$a_1/a_2$ 1 0,21
		3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh 147309 [h]

Obrázek 46 - Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska 2. hřídele

### c) Návrh ložisek 3. hřídele

Tento výpočet je obdobný jako u ložisek 1. a 2. hřídele.

- **Volba rozměrů ložiska 3. hřídele**

Volím ložisko soudečkové typu 22216 E pro průměr hřídele 80 mm.

- **Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska 3. hřídele**

Na řádku 3.13 je znázorněná trvanlivost ložiska. Toto ložisko vyhovuje navrženým požadavkům, které odpovídá trvanlivosti 40 000 hod.

3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska			
3.1 Kinematická viskozita maziva		3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti	
3.2 Vztavná viskozita	$V_1$	308	[mm <sup>2</sup> /s]
3.3 Provozní viskozita	$V$	20,1	[mm <sup>2</sup> /s]
3.4 Viskozní poměr	$\kappa$	0,07	
3.5 Požadované minimální zatížení		3.8 Mezní únavové zatížení	
3.6 Min. ekvivalentní zatížení	$P_{0min}$	2700	[N]
		3.9 Požadovaná spolehlivost	90 %
		3.10 Znečištění maziva	Typické znečištění
		3.11 Součinitel úrovně znečištění	$\eta$ 0,4 - 0,2 0,30 <input checked="" type="checkbox"/>
		3.12 Součinitel trvanlivosti	$a_1/a_2$ 1 0,1
		3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh 124443 [h]

Obrázek 47 - Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska 3. hřídele

## 6.3 Návrh podpěry ramene

V této části jsem navrhnul otočnou podpěru, která nese rameno.

### 6.3.1 Návrh nosné hřídele

Část hmotnosti ramene je zachycena pomocí nosné hřídele. Tuto hřídel jsem navrhnul dutou, z důvodu umístění rotačního translátoru pro přenos svařovacího proudu.

Kontrolu hřídele jsem provedl pomocí softwaru Mitcalc [36].

- **Tvar, rozměry a zatížení hřídele**

V tomto bodu jsem do programu zadal vstupní parametry, které odpovídají návrhu. V tabulce 1.9 jsem zadal reakci, odvozenou od hmotnosti ramene, která činí 12802,1 N.

**1.0 Tvar, rozměry a zatížení nosníku**

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Ukončení nosníku vlevo: A...Volný konec

1.3 Počet podpor mezi: 2

1.4 Ukončení nosníku vpravo: A...Volný konec

1.5 Pole nosníku číslo:

	L1	L2	L3
1.6 Délka pole nosníku L	90,0	47,000	80,0
1.7 Spojité zatížení Q	0,000	0,000	0,000
1.8 Souřadnice počátku pole		90,0	137,0

1.9 Zatížení nosníku

	a [mm]	F [N]	b [mm]	M [Nm]
Sla F1 / Moment M1	0,0	12802,1	0,0	0,0
Sla F2 / Moment M2	0,0	0,0	0,0	0,0
Sla F3 / Moment M3	0,0	0,0	0,0	0,0
Sla F4 / Moment M4	0,0	0,0	0,0	0,0
Sla F5 / Moment M5	0,0	0,0	0,0	0,0
Sla F6 / Moment M6	0,0	0,0	0,0	0,0
Sla F7 / Moment M7	0,0	0,0	0,0	0,0
Sla F8 / Moment M8	0,0	0,0	0,0	0,0
Sla F9 / Moment M9	0,0	0,0	0,0	0,0
Sla F10 / Moment M10	0,0	0,0	0,0	0,0
Sla F11 / Moment M11	0,0	0,0	0,0	0,0
Sla F12 / Moment M12	0,0	0,0	0,0	0,0

1.10 Zatížení vlastní vahou: Ano

1.11 Další vstupy dole pro slv: ☐

Obrázek 48 - Tvar, rozměry a zatížení hřídele

- **Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty hřídele**

Zde jsem zadal tvar hřídele a jeho rozměry. Dále jsem v této části zadal materiál hřídele, který odpovídá konstrukční oceli S355J0.

**2.0 Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku**

2.1 Profil nosníku

2.2 Typ profilu: 09...Trubka (Počítaný)

2.3 Rozměr profilu: Prázdná tabulka

2.4 Uživatelské parametry profilu: Ne

2.5 Počet nosníků vedle sebe: 1

2.6 Plocha: A 3769,911184 [mm<sup>2</sup>]

2.7 Kvadratický moment k ose x: Ix 1884955,592 [mm<sup>4</sup>]

2.8 Průřezový modul v ohybu: Sx 47123,8898 [mm<sup>3</sup>]

2.9 Materiál nosníku

2.10 Seznam materiálů: Konstrukční ocel EC 3, EN 10025; Fe 510 (210000)

2.11 Hustota: γ 7850,0 [kg/m<sup>3</sup>]

2.12 Modul pružnosti v tahu: E 210000 [MPa]

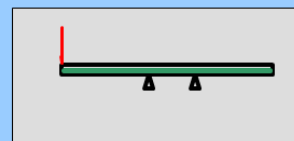
2.13 Dovolené napětí v ohybu: σ<sub>b</sub> 213 [MPa]

Obrázek 49 - Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty hřídele

- **Výsledky výpočtu**

Na řádce 3.2 jsou znázorněné reakce v obou podpěrách pro následný výpočet ložisek. Dále na řádce 3.5 je vypočítáno ohybové napětí. Toto napětí dle programu vyhovuje. V poslední řadě na řádce 3.8 je znázorněn relativní průhyb hřídele. Dle nápovědy je maximální dovolený průhyb nosníku pro velmi tuhé konstrukce 0,083%, čili tato hřídel bezpečně vyhovuje.

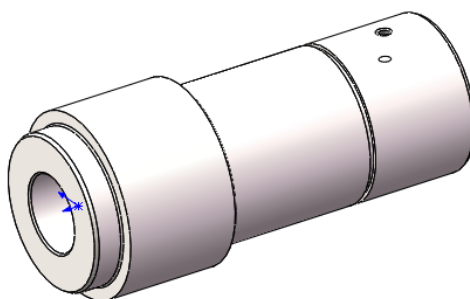
3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Výsledky výpočtu						
3.1 Číslo podpory zleva	R1	R2				
3.2 Reakce v podporách	37355,70	-24489,38				[N]
3.3 Ohybový moment Min. / Max.	M <sub>0</sub>	-1153,10	0,00			[Nm]
3.4 Průhyb nosníku Min. / Max	y	-0,012	0,000			[mm]
3.5 Ohybové napětí Min. / Max	σ <sub>b</sub>	-24,5	0			[MPa]
3.6 Hmotnost nosníku	m	6,4				[kg]
3.7 Max. délka volného konce (vybočení)	L <sub>max</sub>	0,0				[mm]
3.8 Relativní průhyb nosníku Max.	y'	0,013				[%]



Obrázek 50 - Výsledky výpočtu

### • Navržený tvar hřídele

Na obr. 51 je znázorněný model hřídele. Ta má průchozí díru pro průchod el. vodiče. Dále má závit pro zapuštěný šroub k uchycení rotačního translátoru. Minimální průměr hřídele je 80 mm a díra má průměr 40 mm.



Obrázek 51 - Navržený tvar hřídele

### 6.3.2 Návrh ložisek

V této části jsem navrhnul ložiska pro uložení nosné hřídele. Výpočet jsem provedl v programu MITCalc [36].

Na hřídeli budou umístěné dvě stejná ložiska a budu kontrolovat pouze to ložisko, které nese větší zatížení.

### • Volba typu a zatížení ložiska

Volím ložisko soudečkové typu 22216 E pro průměr hřídele 80 mm. V tabulce 1.7 jsem zadal vstupní parametry dle předchozích výpočtů. Trvanlivost ložiska jsem zvolil dle nápovědy MITCalc. Tato trvanlivost je vhodná pro stroje, které pracují nepřetržitě.

<b>1.0</b> <input checked="" type="checkbox"/> <b>Volba typu ložiska, zatížení ložiska</b>		
1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2 Typ ložiska	Soudečková ložiska s válcovou dírou	
1.7 <b>Zatížení ložiska</b>	<b>Proměnlivé zatížení</b>	
1.8 Otáčky	n	20,0 [1/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	37355,7 [N]
1.10 Axiální zatížení	Fa	0,0 [N]
1.11 Součinitel přidavných dynamických sil		1
1.12 <b>Požadované parametry ložiska</b>		
1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	40000 [h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	1,50
1.3 <b>Provedení ložiska</b>	Otevřené provedení	
1.5		
1.6		
1.15 <b>Přidavné dynamické síly</b>		
1.16	<input checked="" type="radio"/> <b>Žádné</b>	
1.17	<input type="radio"/> <b>Od ozubených převodů</b>	
1.18	Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)	
1.19	Součinitel	f <sub>k</sub> 1,1 - 1,3 1,20 <input checked="" type="checkbox"/>
1.20	Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory	
1.21	Součinitel	f <sub>d</sub> 1 - 1,2 1,10 <input checked="" type="checkbox"/>
1.22	<input type="radio"/> <b>Od řemenových převodů</b>	
1.23	Klinové řemeny	
1.24	Součinitel	f <sub>b</sub> 1,9 - 2,5 2,20 <input checked="" type="checkbox"/>

Obrázek 52 - Volba typu ložiska, zatížení ložiska

- **Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska**

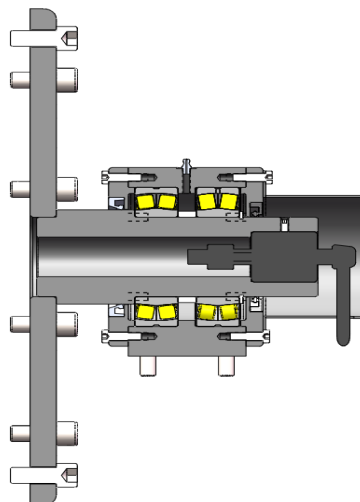
Na řádku 3.13 je vypočítaná trvanlivost ložiska. Ta činí 42 820 hod. Dovolená trvanlivost ložiska je 40 000 hod, čili toto ložisko vyhovuje.

<b>3.0</b> <input checked="" type="checkbox"/> <b>Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska</b>		
3.1 <b>Kinematická viskozita maziva</b>		
3.2 Vzátažná viskozita	v <sub>1</sub>	331 [mm <sup>2</sup> /s]
3.3 Provozní viskozita	v	20,1 [mm <sup>2</sup> /s]
3.4 Viskozní poměr	κ	0,06
3.5 <b>Požadované minimální zatížení</b>		
3.6 Min. ekvivalentní zatížení	P <sub>0min</sub>	2700 [N]
3.7 <b>Výpočet modifikované trvanlivosti</b>		
3.8 Mezní únavové zatížení	P <sub>u</sub>	29000 [N]
3.9 Požadovaná spolehlivost		90 %
3.10 Znečištění maziva		Typické znečištění
3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2 0,30 <input checked="" type="checkbox"/>
3.12 Součinitel trvanlivosti	a <sub>1</sub> /a <sub>23</sub>	1 0,1
3.13 Modifikovaná trvanlivost	L <sub>mh</sub>	42820 [h]

Obrázek 53 - Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

- **Navržená ložisková jednotka**

Dle předchozích návrhů jsem vytvořil konstrukční provedení ložiskové jednotky, ve které je usazena nosná hřídel s přírubou. V hřídeli je uchycen rotační translátor pro přenos elektrické energie.



Obrázek 54 - Navržená ložisková jednotka s hřídelí

## 6.4 Výběr vhodných konstrukčních variant

Zde jsem vyhledal několik konstrukčních variant, které jsem následně zhodnotil a vybral nejvhodnější řešení pro můj návrh.

### 6.4.1 Sběrače svařovacího proudu

Na polohovadle se bude provádět automatizované svařování pomocí elektrického oblouku, takže bylo zapotřebí zjistit vhodné varianty sběračů proudů pro vytvoření elektrického oblouku.

#### a) Čelistový sběrač svařovacího proudu

Čelistový sběrač je vhodný pro vysoké svařovací proudy a jeho výhoda spočívá v tom, že dokonale spojuje svařovací proud pomocí dvou kontaktů. Pružiny, které jsou součástí sběrače, svírají válcovitou součást. Nevýhoda je ta, že se dají použít pouze na válcovité součásti. [27]



Obrázek 55 - Čelistový sběrač svařovacího proudu [27]

#### b) Výsuvný sběrač svařovacího proudu

Tento sběrač také dokáže přenášet velké svařovací proudy. Sběrač vyvíjí přitlačnou sílu pomocí pružiny na válcovitou nebo rovinnou součást.

Jejich výhoda je, že se dají použít na různé plochy součástí. Nevýhoda spočívá v tom, že má pouze jednu kontaktní plochu. [27]



Obrázek 56 - Výsuvný sběrač svařovacího proudu [27]

Pro moji variantu vybírám výsuvný sběrač svařovacího proudu typu Rekofa F2065 z důvodu toho, že se dá použít na rovinnou plochu součásti. Tento typ zajišťuje sběr proudu až 1000A. Dále jeho přitlačná síla je 115N, která bude pro mé řešení plně dostačující a zabrání ztrátě kontaktu při případné deformaci otočné desky. [27]

#### **6.4.2 Zařízení pro přenos elektrických energií a datových signálů**

Jelikož se celé rameno bude otáčet o libovolný úhel, je zapotřebí umístit mezi podpěru a otočné rameno vhodné zařízení, které dokáže přenést elektrickou energii do otáčejícího se členu.

##### **a) Přenos svařovacího proudu**

Zde jsem se zaměřil na zařízení, které umožní přenášet proud od sběrače svařovacího proudu. Dle literatury [28] jsem zjistil, že svařovací proudy u svařovacího zdroje určené pro automatizované svařování metodou MIG-MAG se pohybují od 25 do 400 A. Dle tohoto zjištění jsem vyhledal vhodný rotační translátor, který tento proud bezpečně přeneseme.

Vyhledal jsem a následně zvolil rotační translátor MERCOTAC typu 1500 [29]. Tento translátor je vhodný pro přenos svařovacích proudů. Přeneseme proud až 500A.



Obrázek 57 - MERCOTAC 1500 [29]

##### **b) Přenos elektrických a datových signálů k servomotorům**

Na ramenu budou umístěné dva servomotory typu ABB MU200. Z těchto servomotorů vystupuje celkově osm elektrických žil. Je potřeba umístit na rameno takový kroužkový sběrač, který dokáže přenést napětí o velikosti minimálně 280V a proud o velikosti minimálně 30,5 A [23].

Těmto požadavkům vyhovuje kroužkový sběrač CAVOTEC GSK 47-08/140/KL. Dokáže přenést napětí o velikosti 500V a proud o velikosti až 50 A [30].





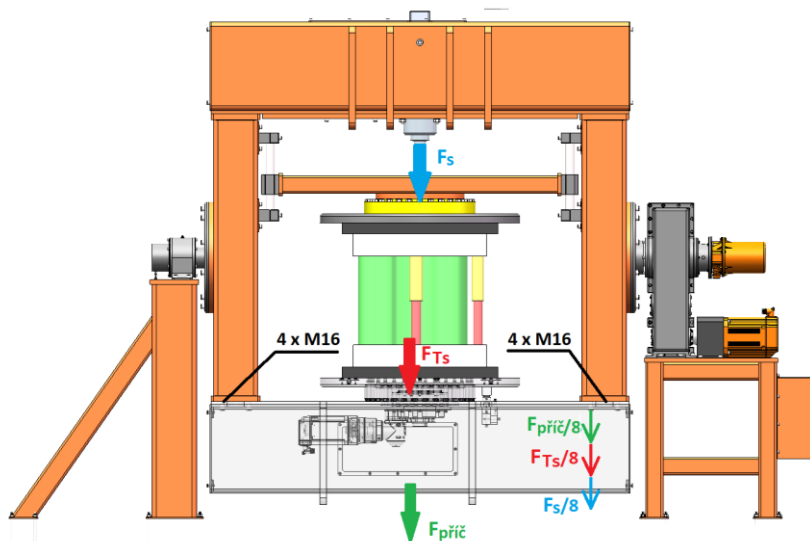
Obrázek 58 - CAVOTEC GSK 47 [30]

## 6.5 Pevnostní kontrola šroubového spojení mezi podélným a příčným rámem

Zde jsem provedl kontrolní výpočet šroubového spojení mezi podélným a příčným rámem.

### 6.5.1 Výpočet axiální síly na šroubovém spojení

Axiální silové zatížení šroubového spojení se odvíjí od hmotnosti svařence včetně svařovacího přípravku  $F_{Ts}$ , od hmotnosti podélného příčnicku  $F_{přič}$  a od svěrné síly  $F_s$ . Dle softwaru Solidworks [35] jsem zjistil zatížení, které se odvíjí od hmotnosti podélného příčnicků  $F_{přič}$ .



Obrázek 59 - Schéma zatížení šroubového spojení

### Postup výpočtu:

Zde jsem vypočítal axiální sílu ve šroubovém spojení na jedné straně příčnicku. Jelikož zatížení působí ve středu ramena, můžu zatížení rozdělit na dvě stejné části.

Svěrná síla  $F_s$  odpovídá síle 50 000 N. Dále svařenec včetně svařovacího přípravku váží  $m_{obr} = 1000 \text{ kg}$ . V poslední řadě síla odvozená od hmotnosti příčnicku činí  $F_{příč} = 6475 \text{ N}$  [35].

$$F_{ss} = \frac{F_s + F_{Ts} + F_{příč}}{2} \quad (26)$$

$$F_{ss} = \frac{F_s + (m_{obr} \cdot g) + F_{příč}}{2} = \frac{50000 + (1000 \cdot 9,81) + 6475}{2} = 33142,5 \text{ N}$$

Kde:

$F_{ss} \text{ [N]}$  - Axiální síla ve šroubovém spojení na jedné straně příčnicku

$F_s \text{ [N]}$  - Svěrná síla

$F_{Ts} \text{ [N]}$  - Zatížení odvozené od hmotnosti svařence vč. přípravku

$F_{příč} \text{ [N]}$  - Zatížení odvozené od hmotnosti příčnicku

$g \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}]$  - Gravitační zrychlení

Nyní jsem vypočítal axiální sílu na jeden šroub.

$$F_{s1} = \frac{F_{ss}}{n_{cš}} = \frac{33142,5}{4} = 8285,6 \text{ N} \quad (27)$$

Kde:

$F_{s1} \text{ [N]}$  - axiální síla na jeden šroub

$n_{cš} \text{ [-]}$  - Počet šroubů na jedné straně příčnicku

### 6.5.2 Pevnostní kontrola šroubového spoje

V této části jsem zkontroloval šroubové spojení na kombinované namáhání tah-kрут. [31]

### Postup výpočtu:

Parametry závitu šroubu M16: [32]

Jmenovitý průměr závitu

$d_{1s} = 16 \text{ mm}$

Rozteč

$P = 2 \text{ mm}$

Střední průměr závitu

$d_{2s} = 14,701 \text{ mm}$

Malý průměr závitu  
Vrcholový úhel závitu

$d_{3s} = 13,546 \text{ mm}$   
 $\alpha = 60^\circ$

#### a) Výpočet namáhání šroubu na tah

$$\sigma_{ts} = \frac{F_{s1}}{S_s} = \frac{F_{s1}}{\frac{\pi \cdot d_{3s}^2}{4}} = \frac{8285,6}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 57,49 \text{ MPa} \quad (28)$$

Kde:

$S_s [\text{mm}^2]$  - Průřez šroubu

$\sigma_{ts} [\text{MPa}]$  - Namáhání šroubu na tah

#### b) Výpočet namáhání šroubu na krut

$$\tau_s = \frac{M_{Uš}}{W_{Kš}} \quad (29)$$

Nejprve jsem vypočítal utahovací moment na šroub  $M_{Uš}$ .

$$M_{Uš} = F_{Obš1} \cdot \frac{d_{2s}}{2} = F_{s1} \cdot \tan(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_{2s}}{2} \quad (30)$$

K tomuto výpočtu jsem vypočítal úhel stoupání závitu  $\psi$  a třecí úhel  $\varphi$ .

$$\psi = \tan^{-1} \frac{P}{\pi \cdot d_{2s}} = \tan^{-1} \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = 2,48^\circ \quad (31)$$

Součinitel smykového tření na závitu  $f_{zs}$ , který nemá povrchovou úpravu a závit není mazaný, odpovídá hodnotě 0,25. [31]

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{f_{zs}}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \tan^{-1} \frac{0,25}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} = 16,102^\circ \quad (32)$$

Nyní jsem mohl dopočítat utahovací moment na šroub  $M_{Uš}$ .

$$M_{Uš} = F_{s1} \cdot \tan(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_{2s}}{2} = 8285,6 \cdot \tan(2,48 + 16,102) \cdot \frac{14,701}{2}$$

$$M_{Uš} = 20474,93 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

V konečné části jsem vypočítal namáhání šroubu na krut.

$$\tau_s = \frac{M_{Uš}}{W_{Kš}} = \frac{M_{Uš}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{3s}^3} = \frac{20474,93}{\frac{\pi}{16} \cdot 13,546^3} = 41,95 \text{ MPa}$$

Kde:

$\tau_s [\text{MPa}]$  - Namáhání šroubu na krut

$M_{Uš} [\text{N} \cdot \text{mm}]$  - Utahovací moment šroubu

$W_{kš}$ [mm <sup>3</sup> ]	- Průřezový modul v krutu
$F_{obš1}$ [N]	- Obvodová síla při utahování šroubu
$\psi$ [°]	- Úhel stoupání závitu
$\varphi$ [°]	- Třecí úhel závitu
$f_{zš}$ [–]	- Součinitel tření na závitu

### c) Výpočet součinitele statické bezpečnosti podle Guesta

Mez kluzu pro šroub pevnosti 8.8 a velikosti M16 odpovídá hodnotě  $R_{eš} = 640$  MPa. [31]

$$k_{\xi} = \frac{R_{eš}}{\sigma_{red}} \geq 1,5 \quad (33)$$

$$k_{\xi} = \frac{R_{eš}}{\sqrt{\sigma_{tš}^2 + 4 \cdot \tau_{\xi}^2}} = \frac{640}{\sqrt{57,49^2 + 4 \cdot 41,95^2}} = 6,29$$

$$6,29 \geq 1,5$$

Šroubové spojení vyhovuje.

Kde:

$k_{\xi}$ [–]	- Součinitel statické bezpečnosti podle Guesta
$R_{eš}$ [MPa]	- Mez kluzu pro šroub M16 pevnosti 8.8
$\sigma_{red}$ [MPa]	- Kombinované namáhání na tah a krut podle Guesta

## 6.6 Kontrola deformace vodících tyčí při sevření svařence

Při sevření svařence silou 50 kN dojde k deformaci ramene a tím současně k deformaci vodících tyčí.

Zkoumal jsem tedy posunutí vodících tyčí při sevření pomocí metody MKP analýzy v softwaru Solidworks [35]. Toto posunutí jsem následně porovnal s tolerancí mezi vodící tyčí a tělesem lineárního kluzného ložiska proto, aby na lineární kluzné ložisko nepůsobila síla a nezapříčinila zadírání kluzného vedení.

### 6.6.1 Výpočet vůle mezi vodící tyčí a tělesem lineárního kluzného ložiska

Nyní jsem vypočetl minimální vůli mezi vodící tyčí a tělesem lineárního kluzného ložiska.

#### a) Vodící tyč

Vodící tyč jsem zvolil IGUS EWM-40 dle katalogu IGUS [33]. Tato tyč je plná a má průměr 40 mm. Dále její toleranční třída je h8.

Horní mezní rozměr tyče:  $d_{\max} = 40 \text{ mm}$  [32]

Dolní mezní rozměr tyče:  $d_{\min} = 39,961 \text{ mm}$  [32]

#### b) Těleso lineárního kluzného ložiska

Těleso lineárního kluzného ložiska včetně ložiska jsem zvolil IGUS RJUM-06-40 dle katalogu IGUS [34].

Horní mezní rozměr ložiska:  $D_{\max} = 40,115 \text{ mm}$  [34]

Dolní mezní rozměr ložiska:  $D_{\min} = 40,04 \text{ mm}$  [34]

#### Postup výpočtu:

Výpočet minimální vůle mezi ložiskem a tyčí:

$$v_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 40,04 - 40 = 0,04 \text{ mm} \quad (34)$$

Z výpočtu jsem zjistil, že maximální posunutí tyče při deformaci může být 0,04 mm.

### 6.6.2 Konstrukční součásti

Rám včetně otočné desky je vyroben z materiálu S355J2G3.

Mez kluzu v tahu:  $Re_{355} = 275 \text{ MPa}$  [35]

Mez pevnosti v tahu:  $Rm_{355} = 520 \text{ MPa}$  [35]

Vodící tyče jsou vyrobeny z materiálu 1.4112.

Mez kluzu v tahu:  $Re_{1.4112} = 340 \text{ MPa}$  [35]

Mez pevnosti v tahu:  $Rm_{1.4112} = 540 \text{ MPa}$  [35]

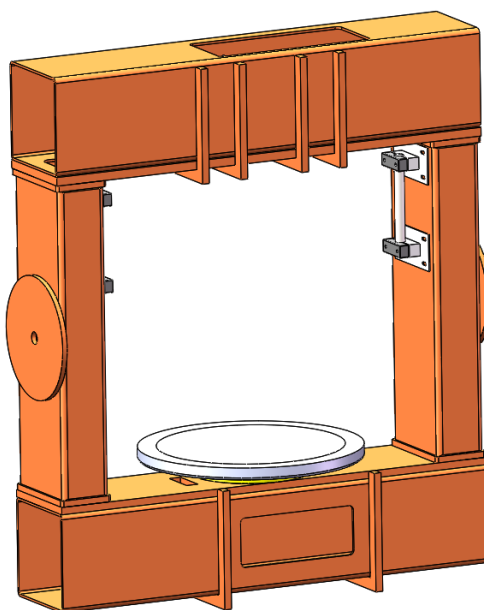
### 6.6.3 Popis výpočtového modelu

Zde jsem řešil posunutí vodících tyčí při sevření svařence silou 50 kN.

V prvním kroku jsem upravil model tak, abych zjednodušil výpočet. Odebral jsem tedy součásti, které zásadně neovlivní analýzu. Odebral jsem také víka, která jsou našroubovaná na příčnice. Tato víka jsem odstranil proto, že nepřenášejí deformace a zátěžné síly a tedy jsou nenosná. V posledním kroku jsem odstranil některé zaoblení a díry, které taktéž neovlivní výpočet.

V další části jsem zvolil vhodné spojení mezi součástmi a vazbami. V neposlední řadě jsem umístil zátěžné síly, které odpovídají reakcím od sevření svařence.

Toto řešení jsem simuloval a zjišťoval posunutí vodících tyčí. Samotný model a simulace jsem zpracoval v softwaru Solidworks [35].



Obrázek 60 - Zjednodušený model ramena

### 6.6.4 Okrajové podmínky

Pro správné vyřešení analýzy je zapotřebí správně určit okrajové podmínky, které zahrnují vazby, spojení a umístění sil. U šroubového spojení a u svařovaných částí jsem použil pevné spojení.

V další části jsem umisťoval vazby, které odpovídají spojení otočného ramena s nosnými podpěrami. Rozhodl jsem se pro vazbu pevnou, neboli fixní. Rozhodl jsem se z toho důvodu, jelikož obě podpěry jsou dostatečně tuhé, aby odolaly axiální a radiální deformaci.

V posledním kroku jsem vložil do analýzy zatěžující síly, které odpovídají svěrným

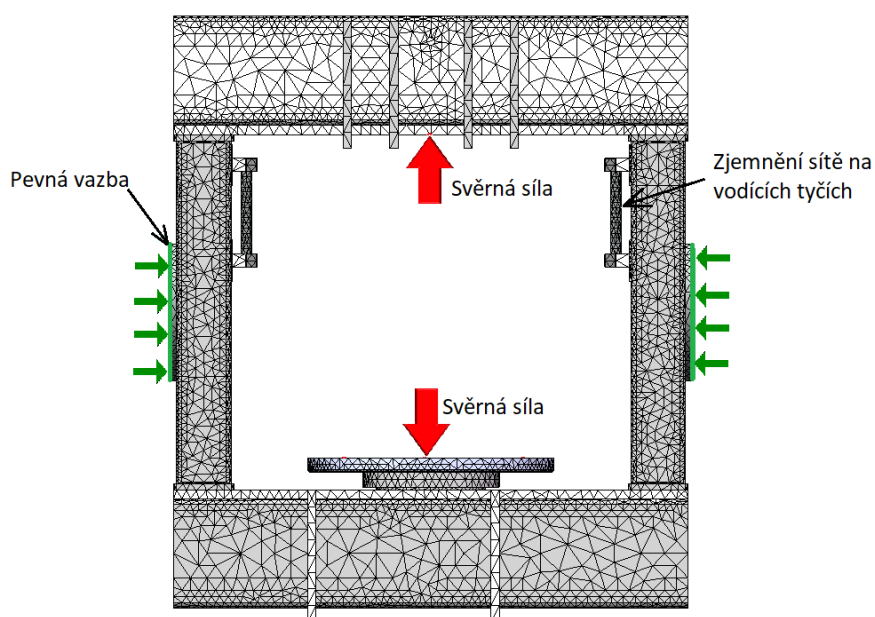
reakcím při sevření svařence. Tyto zatěžující síly působí na horní část ramene, tak na spodní část ramene stejně velkým zatížením. Ta je 50 kN. Gravitační zatížení jsem do analýzy vložil z důvodu velké hmotnosti ramene.

Rám je vyroben z materiálu S355J2G3 a vodící tyč je vyrobena z nerezové oceli třídy 1.4112.

#### 6.6.5 Grafický výstup MKP

##### Sít' modelu se znázorněním vazeb a silových zatížení

Na obr. 61 je znázorněna sít' modelu se silovým zatížením. Na zkoumaných vodících tyčích je sít' zjemněna. Dále je zde vyobrazena pevná vazba.

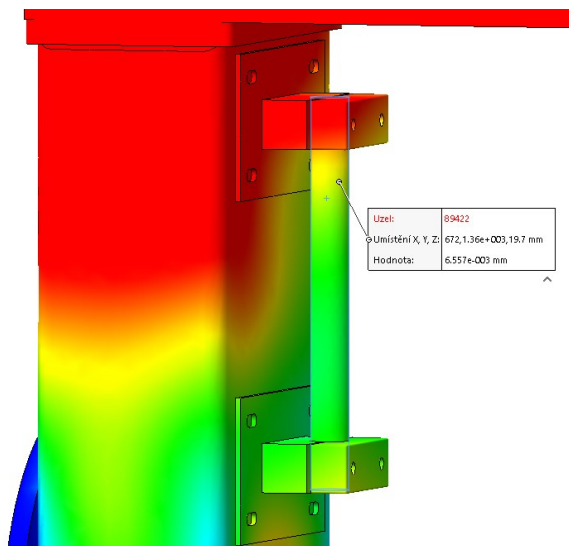


Obrázek 61 - Sít' modelu s popisem

### Zjištění maximálního posunutí vodící tyče

Maximální posunutí vodící tyče jsem určil pomocí sondy, která automaticky znázorní body, na kterých leží maximální posunutí. Zajímal jsem se o místo na tyči, kde má svůj pohyblivý rozsah těleso lineárního ložiska.

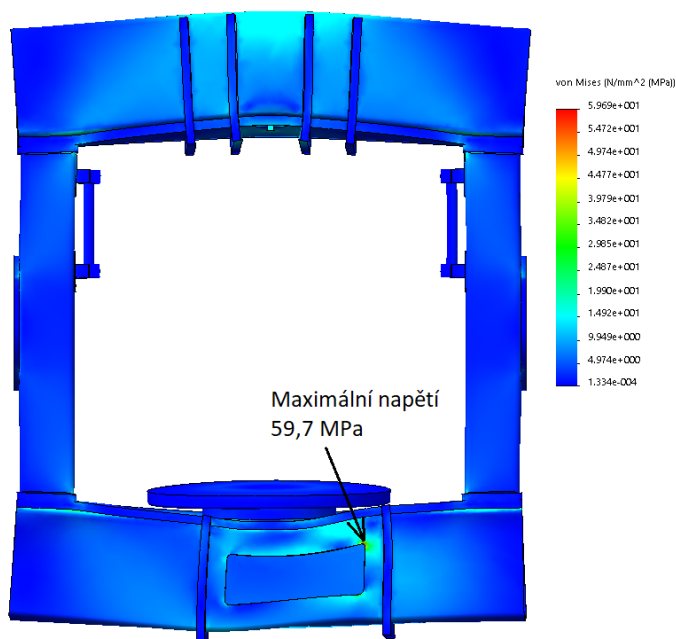
Maximální posunutí vodící tyče v oblasti pojezdu ložiskového tělesa je 0,0066 mm.



Obrázek 62 - Maximální posunutí vodící tyče

### Zjištění maximálního napětí Von Mises na otočném ramenu

Maximální napětí leží na spodní části ramene v oblasti zaoblení manipulačního otvoru. Toto napětí odpovídá hodnotě 59,7 MPa.



Obrázek 63 - Maximální napětí Von Mises



#### **6.6.6 Zhodnocení MKP analýzy**

V poslední části jsem zjišťoval, zda jsou výsledky analýzy v souladu s parametry materiálů a deformací. Porovnal jsem tedy maximální napětí s mezí kluzu materiálu. Jelikož má materiál S355J2G3 mez kluzu 275 MPa, je celková analýza v pořádku z hlediska Hookova zákona. Dále součinitel bezpečnosti je u nejkritičtějšího místa 4,6.

V poslední řadě jsem zkontroloval, zda posunutí vodící tyče není větší než vůle mezi tyčí a lineárním ložiskem. Maximální posunutí vodící tyče 0,0066 mm. Minimální vůle v uložení lineárního ložiska a vodící tyče je 0,04 mm.

Toto posunutí je menší, čili deformace tyče nezpůsobí zadírávání lineárního vedení.

## **7 Technická zpráva**

V této kapitole jsem popsal funkci svařovacího polohovadla. Dále jsem popsal hlavní konstrukční uzly polohovadla s návazností na výpočtovou část práce a na výkresovou dokumentaci, která se nachází v příloze J.

### **7.1 Popis funkce svařovacího polohovadla**

Svařovací polohovadlo slouží pro přesné polohování se svařencem, který je uchycen ve svařovacím přípravku a je současně sevřen a stlačen pomocí dvou otočných desek. Celé toto polohovadlo se otáčí vůči svařovacímu robotu, který po ustavení svařence ve svařovací poloze, dojde k poloze následného svaru a zahájí svařování. Po ukončení svaru robot opustí polohu a svařovací polohovadlo se ustaví do další svařovací polohy. Svírací síla dosahuje až 50 kN a to z důvodu zvláštního technologického procesu svařování, který se používá u svařování náprav v automobilovém průmyslu. Polohovadlo se dokáže se svařencem otáčet kolem dvou os. A to jak kolem horizontální osy za pomoci otáčejícího se ramena, tak kolem vertikální osy, pomocí otočných desek.

U tohoto procesu jsem musel docílit vysoké přesnosti polohování s důrazem na vysokou tuhost celého rámu a to z důvodu, že svařovací proces je plně automatizovaný a mohlo by dojít k výrobním nepřesnostem.

### **7.2 Popis konstrukčních částí polohovadla**

V příloze J je přiložen sestavný výkres svařovacího polohovadla.

Polohovadlo se skládá z otočného ramena (pozice 1), které je podepřeno dvěma podpěrami. A to pomocí podpěry uložení otočného ramena (pozice 4), tak podpěry, která současně slouží jako pohon otočného ramena (pozice 2). Celek otočného ramena se skládá z podélného a příčného rámu. Tyto rámy jsou spojeny pomocí šroubového spojení. Výpočet tohoto šroubového spojení je uveden v kapitole 6.5. Na otočném ramenu se nachází svařenec včetně svařovacího přípravku (pozice 6), který je uchycen a sevřen svírací silou pomocí dvou otočných desek.

Horní otočná deska (pozice 1.1) je uložena v otočném ložisku 08-400-00 značky Rollix (pozice 1.2). Výpočet ložiska se nachází v kapitole 4.1. Celá tato deska se pohybuje pomocí pohyblivého ramena (pozice 1.3), které je vedeno přes vodící tyče za pomoci kluzného lineárního ložiska ze slinutého bronzu typu Igus RJUM. Rozsah pohybu je 100 mm. Výpočtová část deformace vodící tyče při sevření je znázorněna v kapitole 6.6. Pojezd horní desky je zabezpečen pohonem, který je složen ze zdvižné převodovky Z-100-SL-KGP značky ZIMM (pozice 1.4). Do ní se pravidelně doplňuje mazivo pomocí maznice

(pozice 1.5). Dále se pohon skládá ze servomotoru MU200 značky ABB (pozice 1.6), který je spojen se zdvižnou převodovkou pomocí pojistné bezvúlové spojky COMPACT 01 25/DK/4.5/5Nm/ značky KTR (pozice 1.7), která při dosažení zadané svěrné síly, vyvinutou zdvižnou převodovkou, odpojí spoj a současně vypne servomotor. K zabránění pohybu lineárního vedení a současně k aretaci svěrné síly při odpojení servomotoru, nám napomáhá brzda zdvižné převodovky typu ZIMM FDB (pozice 1.8). Výpočtová část pohonu posuvné desky se nachází v kapitole 5.

Spodní otočná deska (pozice 1.9) je taktéž uložena v otočném ložisku 08-400-00 značky ROLLIX (pozice 1.2). Na této desce se nacházejí čtyři čepy, které slouží k dokonalému ustavení svařovacího přípravku. Tato deska má pohon, který slouží k otáčení. Pohon je složen z cykloidní převodovky RDR-100C značky NABTESCO (pozice 1.10) a ze servomotoru ABB MU200 (pozice 1.11). Výpočtová část pohonu je znázorněna v kapitole 4. Pro sběr svařovacího proudu slouží sběrač F2065 značky MORGAN REKOFA (pozice 1.12), který má stálý kontakt se spodní otočnou deskou. K ustavení a zajištění přítlaku slouží nastavovací mechanismus (pozice 1.13).

Pohon otočného ramena (pozice 2), který zároveň slouží jako podpěra ramena, je složen z dvoustupňové převodovky (pozice 2.1). Návrh převodovky je uveden v kapitole 6.2. Dále je pohon složen ze servomotoru MU400 značky ABB (pozice 2.2). Servomotor je spojen s převodovkou pomocí pružné bezvúlové spojky C28/38FB-25/32KS98 značky T.E.A. (pozice 2.3). Převodovka je spojena s otočným ramenem pomocí přírub. Pro dokonalé uchycení příruby s převodovou hřídelí jsem zvolil svěrné pouzdro TLK 132 80x120 značky T.E.A. (pozice 2.4). Dále pro přenos elektrických a datových signálů k servomotorům, které se nacházejí na otočném ramenu, jsem použil kroužkový sběrač CAVOTEC GSK 47-08/140/KL (pozice 2.5), který umožňuje přenášet až 8 elektrických žil.

Pohon otočného ramena leží na stole pohonu (pozice 3), který je svařen z profilů. Tento stůl je k betonové základně uchycen pomocí osmi chemických kotev (pozice 3.1). Ke stolu je přichycen SMB box značky ABB (pozice 3.2). Tento box slouží jako centrální řídicí jednotka pro servomotory, který se dále spojuje se svařovacím robotem. SMB box musí být elektricky izolován. K tomu nám slouží plastová příruba (pozice 3.3).

Druhá část podpěry otočného ramena (pozice 4) se skládá ze soudečkových ložisek 22216E značky SKF (pozice 4.1), které se domazávají pomocí maznice (pozice 4.2). Výpočet tohoto uložení je uveden v kapitole 6.3. Pro přenos svařovacího proudu je k podpěře přichycen rotační translátor typu MERCOTAC 1500 (pozice 4.3), který umožňuje přenášet až 500A.

Podpěra otočného ramena je uchycena ke stolu (pozice 5), který je svařen z profilů. Tento stůl je zpevněn boční výztuhou, z důvodu zmírnění axiální deformace při sevření svařence. Stůl je uchycen k betonové základně pomocí chemických kotev (pozice 5.1).

## 8 Závěr

Hlavním cílem této diplomové práce byl projekčně-konstrukční návrh otočného polohovadla určeného pro polohování se svařencem při svařování automobilových náprav.

V úvodní části práce jsem provedl průzkum trhu polohovadel a jejich konstrukčních částí k získání informací k dané problematice. Varianty konstrukčních částí jsem zhodnotil pomocí hodnocení konceptů a následně jsem vybral tu variantu, která splnila požadavky pro můj konstrukční návrh.

Dále jsem provedl konstrukční návrh pohonu otočné desky, na které se pohybuje svařenec včetně svařovacího přípravku. Zde jsem řešil problematiku, která se týkala přesnosti pohybu a vysokého zatížení, odvozeného od hmotnosti svařence a od svírací síly. Navrhnul jsem tedy vhodnou pohonnou jednotku, která umožní otáčet se svařencem a současně dokáže zabezpečit ustavení svařence v dané poloze.

V další části jsem se zaměřil na posuvný mechanismus, který stlačuje svařenec silou 50 kN. Navrhnul jsem vhodnou zdvižnou převodovku a servomotor, které umožní stlačení realizovat. Řešil jsem také aretaci polohy mechanismu při sevření svařence po vypnutí zdroje pohonu. To jsem vyřešil pomocí brzdy převodovky a pomocí hřídelové momentové spojky.

V neposlední řadě jsem navrhnul konstrukční řešení otočného ramena. Zabýval jsem se zde problematikou odvozenou od vysoké hmotnosti ramena včetně svařence a faktem, že na rameno působí svírací síla, která deformuje celek rámu. Nastínil jsem konstrukční návrh dvoustupňové převodovky, u které jsem zkontroloval jednotlivé konstrukční součásti. Dále jsem řešil uložení druhé podpěry ramene. Navrhnul jsem tedy vhodnou velikost nosné hřídele a typ ložisek. V další části jsem vybíral a následně určil vhodný sběrač svařovacího proudu, který je umístěný u spodní otočné desky. Dále jsem vybral vhodnou variantu pro přenos elektrických energií a datových signálů. Poté jsem pevnostně zkontroloval šroubové spojení mezi podélným a příčným rámem. Toto šroubové spojení značně zatěžuje svírací reakce od svěrné síly, která působí na svařenec. Na závěr jsem zkontroloval deformaci vodících tyčí při sevření svařence pomocí MKP analýzy. Kontrolu jsem provedl proto, abych zjistil, zda se deformace nebude převádět na mechanismus posuvné desky a nezapříčiní zadírání vodících ložisek.

V poslední části práce jsem v technické zprávě vysvětlil funkci svařovacího polohovadla. Dále jsem zde popsal hlavní konstrukční části polohovadla s návazností na výkresovou a výpočtovou dokumentaci.

## **Poděkování**

Na závěr bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za jeho cenné rady a ochotu vést pravidelné konzultace při vytváření této práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Šamárkovi za jeho vstřícnost a poskytnutí podkladů pro zpracování práce.

## 9 Seznam použité literatury

- [1] ERGOTRONIX: Jednoramenné polohovadlo Ergo Force [online], 2019 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <https://ergotronix.com/solutions/position/> >
- [2] WUXI KENKE: Dvouramenné polohovadlo TWS [online], 2019 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <http://www.kenkewelding.com/double-base-welding-positioner/double-base-welding-positioner-tws-series.html> >
- [3] ROLLIX: Otočové ložisko bez ozubení [online], 2019 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <http://www.rollix.com/324-4358-6235-6246-6253/Without-gear.htm> >
- [4] MATEZA: Otočové ložiska [online], 2019 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <https://www.mateza.cz/e-shop/loziska/loziska-specialni/loziska-otocova> >
- [5] SIMPLY BEARING: Axiální kuličkové ložiska-uložení [online], 2019 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < [https://simplybearings.co.uk/shop/p17381/SKF-51107-Single-Thrust-Ball-Bearing-35x52x12mm/product\\_info.html](https://simplybearings.co.uk/shop/p17381/SKF-51107-Single-Thrust-Ball-Bearing-35x52x12mm/product_info.html) >
- [6] Krokové motory vs. Servo motory [online], vydáno 2017-07-10 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <http://cz.usatmmotor.com/news/stepper-motors-vs-servo-motors-selecting-a-8388629.html> >
- [7] Mechanické převodovky s konstantním mechanickým převodem [online]. České Budějovice: Vysoká škola technická a ekonomická v Českých Budějovicích. [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <https://slideplayer.cz/slide/5960217/> >
- [8] RAVEO: Úhlové planetové převodovky APEX DYNAMICS [online], 2019 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <https://www.raveo.cz/apx-AFR> >
- [9] RAVEO: Šnekové převodovky [online], 2019 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <http://www.snekova-prevodovka.cz> >
- [10] RAVEO: Úhlová cykloidní převodovka Nabtesco RDR-C [online], 2019 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <https://www.raveo.cz/uhlove-cykloidni-prevodovky-rdr-c> >
- [11] PETR, F. Porovnání pneumatických, hydraulických a elektrických lineárních pohonů. [online]. E-konstruktor, 2015, [cit. 2019-06-01]. Dostupný z WWW: <<https://e-konstrukter.cz/novinka/porovnani-pneumatickych-hydraulickych-a-elektrickych-linearnich-pohonu> >
- [12] HENNLICH: Posuvné stoly a aktuátory SHT [online], 2019 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <https://www.hennlich.cz/produkty/kluzna-pouzdra-a-vedeni-posuvne-stoly-a-aktuatory-633/sht.html> >
- [13] ZIMM: Zdvižné převodovky [online], 2019 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <https://zimmscrewjacks.com/> >

- [14] KTR: Pojistná spojka SYNTEX Standard [online], 2019 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <http://www.spojky-ktr.cz/syntex-standard> >
- [15] PATENT: Welding positioner with three degree of freedom. China. CN2612503Y. 2003 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <https://patents.google.com/patent/CN2612503Y/en?q=cn2612503> >
- [16] PATENT: Novel welding positioner. China. CN202377737U. 2011 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <https://patents.google.com/patent/CN202377737U/en?q=welding&q=positioner&oq=welding+positioner&page=2> >
- [17] PATENT: L-shaped welding positioner. China. CN204277352U. 2014 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <https://patents.google.com/patent/CN204277352U/en?q=cn204277352> >
- [18] PATENT: Rotation mechanism of welding positioner. China. CN201669533U. 2010 [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <https://patents.google.com/patent/CN201669533U/en?q=welding&q=positioner&oq=welding+positioner&page=5> >
- [19] HUBKA, V. Konstrukční nauka: Obecný model postupu při konstruování. Vyd. 2. Zürich: Heurista, 1995, 118 s. ISBN 80-90 1135-0-8.
- [20] ROLLIX: Otočové ložiska bez ozubení [online], 2019 [cit. 2019-10-12]. Dostupný z WWW: < <http://www.rollix.com/324-4358-6235-6246-6253/Without-gear.htm> >
- [21] Rygl, O. Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. XX s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
- [22] Katalog NABTESCO: Cykloidní převodovka Nabtesco RDR-100C [online], [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < [https://www.nabtescomotioncontrol.com/pdfs/RD2\\_Catalog.pdf](https://www.nabtescomotioncontrol.com/pdfs/RD2_Catalog.pdf) >
- [23] Katalog ABB: Servomotory MU [online], [cit. 2019-06-09]. Dostupný z WWW: < <https://searchext.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=3HAC040147-001&LanguageCode=en&DocumentPartId=&Action=Launch> >
- [24] Katalog ZIMM: Zdvižné převodovky [online], 2015 [cit. 2019-09-28]. Dostupný z WWW: < <http://zimmerscrewjacks.com/downloads/zimm-screw-jack-systems-catalogue-2015> >
- [25] Katalog KTR: Pojistná spojka KTR-SI Compact [online], 2019 [cit. 2019-09-29]. Dostupný z WWW: < <http://www.spojky-ktr.cz/ktr-si-type-ft> >
- [26] Katalog SIEMENS: Pokyny pro volbu elektromotoru [online], [cit. 2019-10-26]. Dostupný z WWW: < [http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/d81\\_1/cat\\_d-81-1\\_2013\\_cz.pdf](http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81_1/cat_d-81-1_2013_cz.pdf) >

- [27] Katalog REKOFA: Sběrače svařovacího proudu [online], 2018 [cit. 2019-10-05]. Dostupný z WWW: < [https://www.rekofa.net/images/Download/prospekte/de2018/Moog\\_Rekofa\\_Product\\_Overview\\_DE\\_EN\\_0518.pdf](https://www.rekofa.net/images/Download/prospekte/de2018/Moog_Rekofa_Product_Overview_DE_EN_0518.pdf) >
- [28] ARTWELD: Svařovací zdroj COBOT UR10 [online], [cit. 2020-02-24]. Dostupný z WWW: < <https://www.esvarovani.cz/detail-produktu/105085-lorch-cobot-welding-package-a-ur10-1-s5-b-1m> >
- [29] MERCOTAC: Rotační translátor MERCOTAC 1500 [online], [cit. 2020-02-24]. Dostupný z WWW: < <http://www.mercotac.com/html/1500.html> >
- [30] Katalog OS-KOM: Kroužkové sběrače CAVOTEC [online], [cit. 2020-02-24]. Dostupný z WWW: < [https://www.oskom.cz/oskom/File/produkty/Cavotec/KS-Alfo\\_aj.pdf](https://www.oskom.cz/oskom/File/produkty/Cavotec/KS-Alfo_aj.pdf) >
- [31] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [32] LEINVEBER, Jan. Strojnické tabulky. 2. vydání, přepracované. Praha: Scientia, 1998. 911 s. ISBN 8071831239.
- [33] Katalog IGUS: Vodicí tyč [online], 2020 [cit. 2020-03-05]. Dostupný z WWW: < [https://www.igus.gr/contentData/Product\\_Files/Download/pdf/EU\\_GL9\\_08\\_06\\_drylin\\_shafts\\_web.pdf](https://www.igus.gr/contentData/Product_Files/Download/pdf/EU_GL9_08_06_drylin_shafts_web.pdf) >
- [34] Katalog IGUS: Těleso lineárního kluzného ložiska [online], 2020 [cit. 2020-03-05]. Dostupný z WWW: < <https://www.igus.cz/contentData/Products/Downloads/drylin-r-pillow-block-rjum-06.pdf> >



## 10 Seznam obrázků

Obrázek 1 - Jednoramenné polohovadlo Ergo Force [1].....	16
Obrázek 2 - Schéma polohovadla Ergo Force [1].....	17
Obrázek 3 - Dvouramenné polohovadlo TWS [2].....	17
Obrázek 4 - Otočové ložisko ROLLIX [3] .....	18
Obrázek 5 - Příklad uložení [5].....	19
Obrázek 6 - Šneková převodovka [9] .....	20
Obrázek 7 - Úhlová planetová převodovka [8].....	21
Obrázek 8 - Cykloidní převodovka Nabtesco [10] .....	21
Obrázek 9 - Třecí spoj .....	22
Obrázek 10 - Šroubový lineární stůl Hennlich [12].....	23
Obrázek 11 - Zdvižná převodovka ZIMM [13] .....	24
Obrázek 12 - Momentová pojistná spojka SYNTEX Standard [14] .....	25
Obrázek 13 - Schéma technického procesu .....	29
Obrázek 14 - Otočná deska .....	32
Obrázek 15 - Schéma zatížení ložiska .....	33
Obrázek 16 - Otočové ložisko Rollix 08-400-00 [20] .....	34
Obrázek 17 - Hřídelová momentová spojka KTR-SI Compact [25] .....	40
Obrázek 18 - Brzda převodovky ZIMM [24] .....	41
Obrázek 19 - Otočné rameno .....	42
Obrázek 20 - Schéma otočného ramena .....	43
Obrázek 21 - Stanovení převodového poměru pro I. a II. stupeň .....	45
Obrázek 22 - Volba základních vstupních parametrů pro I. stupeň.....	46
Obrázek 23 - Volba materiálu, režimu zatížení a vybraných parametrů pro I. stupeň .....	47
Obrázek 24 - Návrh modulu a geometrie ozubení pro I. stupeň.....	47
Obrázek 25 - Základní rozměry ozubení pro I. stupeň .....	48
Obrázek 26 - Silové poměry na ozubení pro I. stupeň.....	48
Obrázek 27 - Volba základních vstupních parametrů pro II. stupeň .....	49
Obrázek 28 - Základní rozměry ozubení pro II. stupeň.....	49
Obrázek 29 - Silové poměry pro II. stupeň.....	50
Obrázek 30 - Schéma převodovky .....	51
Obrázek 31 - Předběžný návrh průměru 1. hřídele .....	51
Obrázek 32 - Tvar a rozměry 1. hřídele.....	52
Obrázek 33 - Zatížení 1. hřídele .....	52
Obrázek 34 - Materiál a způsob namáhání 1. hřídele .....	53
Obrázek 35 - Výsledné hodnoty 1. hřídele .....	53
Obrázek 36 - Navržený tvar 1. hřídele.....	54
Obrázek 37 - Výsledné hodnoty 2. hřídele .....	54

Obrázek 38 - Navržený tvar 2. hřídele.....	55
Obrázek 39 - Zatížení 3. hřídele .....	55
Obrázek 40 - Schéma silových účinků na ramenu.....	56
Obrázek 41 - Výsledné hodnoty 3. hřídele .....	56
Obrázek 42 - Navržený tvar 3. hřídele.....	57
Obrázek 43 - Volba typu a zatížení ložiska 1. hřídele .....	57
Obrázek 44 - Volba rozměrů ložiska 1. hřídele .....	58
Obrázek 45 - Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska 1. hřídele .....	58
Obrázek 46 - Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska 2. hřídele .....	59
Obrázek 47 - Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska 3. hřídele .....	59
Obrázek 48 - Tvar, rozměry a zatížení hřídele .....	60
Obrázek 49 - Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty hřídele.....	60
Obrázek 50 - Výsledky výpočtu .....	61
Obrázek 51 - Navržený tvar hřídele.....	61
Obrázek 52 - Volba typu ložiska, zatížení ložiska.....	62
Obrázek 53 - Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska .....	62
Obrázek 54 - Navržená ložisková jednotka s hřídelí .....	62
Obrázek 55 - Čelistový sběrač svařovacího proudu [27] .....	63
Obrázek 56 - Výsuvný sběrač svařovacího proudu [27].....	63
Obrázek 57 - MERCOTAC 1500 [29].....	64
Obrázek 58 - CAVOTEC GSK 47 [30].....	65
Obrázek 59 - Schéma zatížení šroubového spojení .....	65
Obrázek 60 - Zjednodušený model ramena .....	70
Obrázek 61 - Síť modelu s popisem .....	71
Obrázek 62 - Maximální posunutí vodící tyče.....	72
Obrázek 63 - Maximální napětí Von Mises.....	72
 Tabulka 1 - Třídy vlastností polohovadla .....	 28
Tabulka 2 - Morfologická matice .....	30
Tabulka 3 - Výběr konceptu pomocí tabulky .....	31
Tabulka 4 - Momenty setrvačnosti jednotlivých součástí .....	35

## **11 Seznam použitých programů**

[35] Solidworks Premium 2017

[36] MITCalc 1.7

## **12 Seznam příloh**

Příloha A – Patentová dokumentace – Svařovací polohovadlo tříosé

Příloha B – Patentová dokumentace – Mechanismus otáčení s deskou

Příloha C – Patentová dokumentace – Svařovací polohovadlo s hydraulickým zvedáním

Příloha D – Patentová dokumentace – Mechanismus otáčení s deskou

Příloha E – Katalog Nabtesco – Technické data převodovky RDR-100C

Příloha F – Katalog ABB – Technické data servomotoru ABB MU200 a MU400

Příloha G – Katalog ZIMM – Technické data zdvižné převodovky

Příloha H – Katalog ZIMM – Technické data brzdy zdvižné převodovky ZIMM FDB

Příloha I – Návrh ozubení – Výpočet parametrů ozubení pro II. stupeň

Příloha J – Výkres sestavení svařovacího polohovadla

18000-00-000 (2 listy)

Příloha K – CD-ROM s textem práce a výkresovou dokumentací

## Příloha A

Patentová dokumentace – Svařovací polohovadlo tříosé

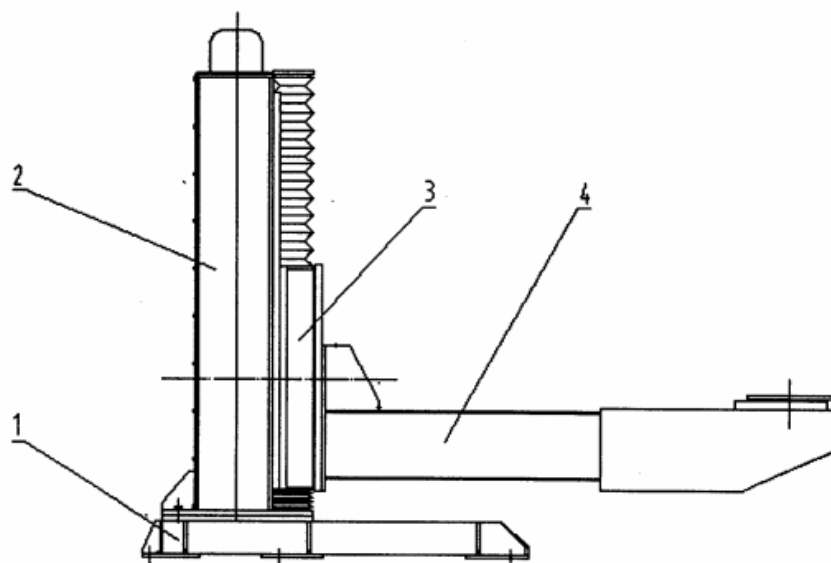
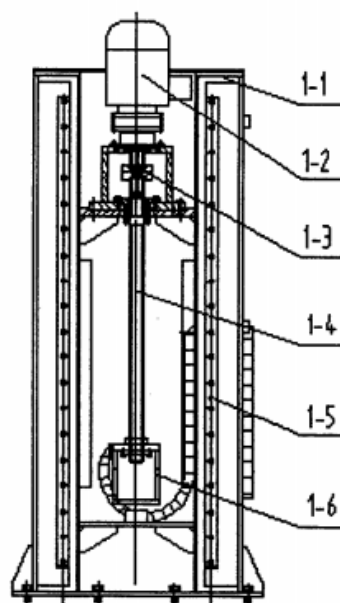


图 1



## Příloha B

Patentová dokumentace – Mechanismus otáčení s deskou

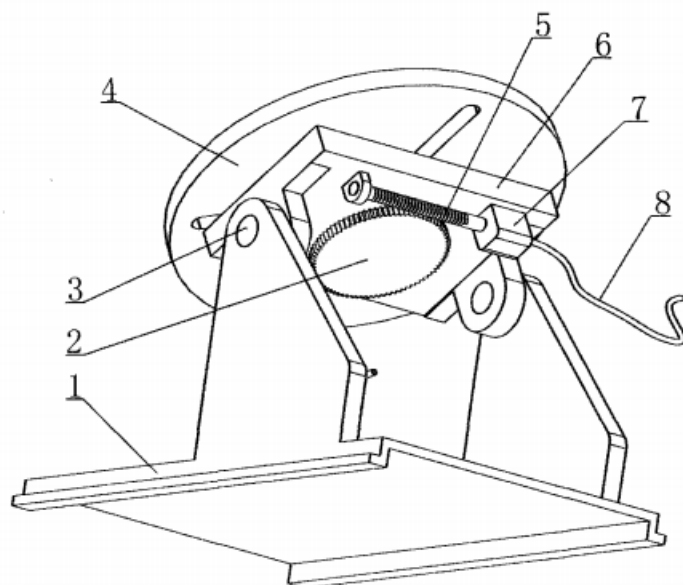
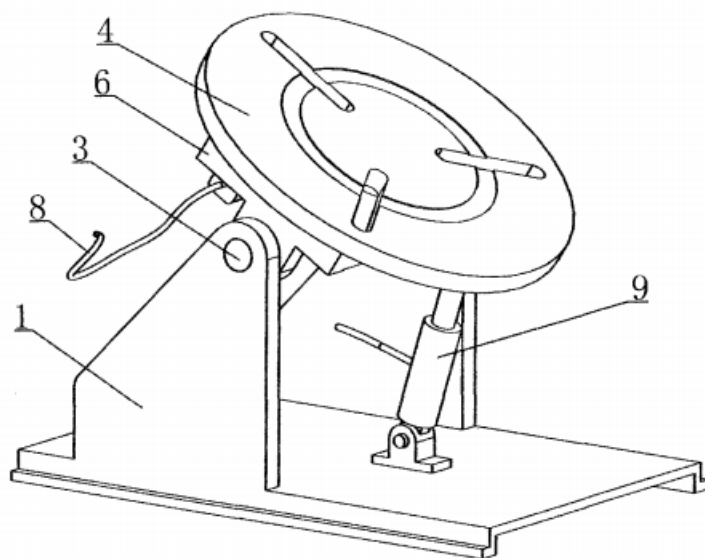


图 1



## Příloha C

### Patentová dokumentace – Svařovací polohovadlo s hydraulickým zvedáním

(19) 中华人民共和国国家知识产权局



(12) 实用新型专利



(10) 授权公告号 CN 204277352 U

(45) 授权公告日 2015. 04. 22

(21) 申请号 201420704957. X

(22) 申请日 2014. 11. 22

(73) 专利权人 山东联重机械有限公司

地址 272000 山东省济宁市高新区同济工业  
园内 B1 幢厂房

(72) 发明人 孟学军 韩林

(51) Int. Cl.

B23K 37/047(2006. 01)

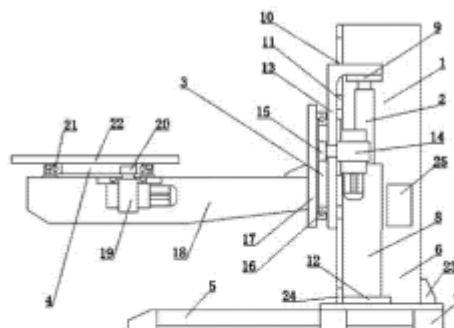
权利要求书1页 说明书2页 附图1页

(54) 实用新型名称

一种 L 型焊接变位机

(57) 摘要

一种 L 型焊接变位机,包括机架、设置在机架上的升降机构、设置在升降机构上的翻转机构和设置在翻转机构上的回转机构,所述机架包括底座和设置在底座上的箱体,底座底部设置有立柱,立柱与地面通过螺栓固定,所述升降机构包括液压缸、法兰、垂直滑轨和滑块,所述翻转机构包括翻转变减速机、翻转齿轮和翻转转盘轴承,所述回转机构包括回转变减速机、回转齿轮和回转转盘轴承,本实用新型通过设置的升降装置、旋转装置和回转装置,一次装夹就能实现对焊接产品的升降、翻转、回转 360° 的变换位置,保证产品一次装夹全部焊接完成,提高效率,运行平稳。



CN 204277352 U

## Příloha D

Patentová dokumentace – Mechanismus otáčení s deskou

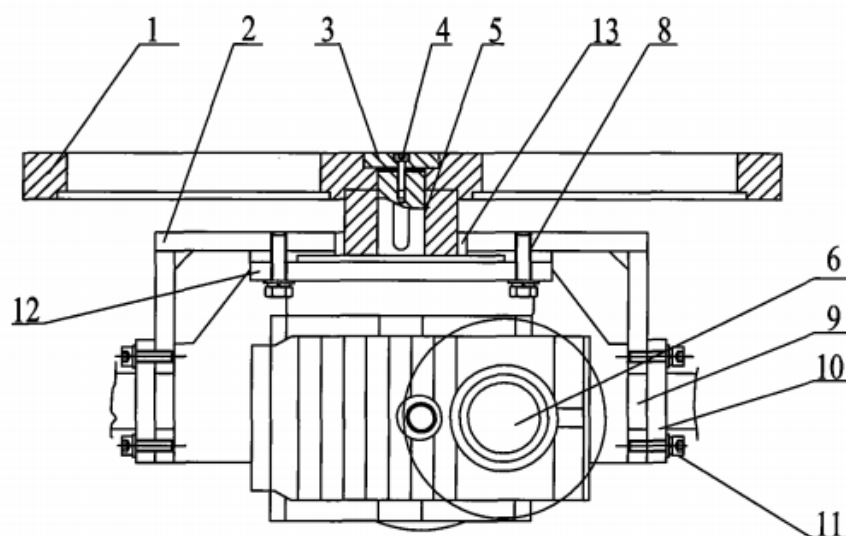
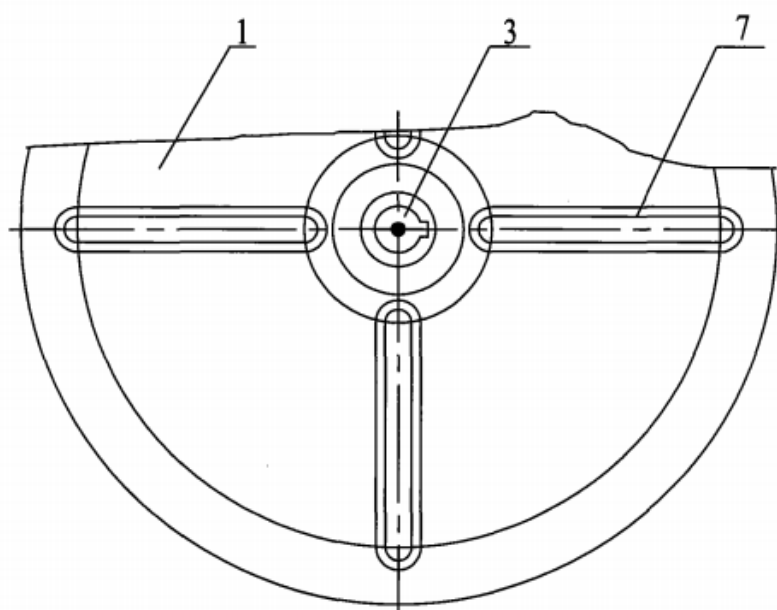


图 1



## Příloha E

### Katalog Nabtesco – Technické data převodovky RDR-100C

#### Hollow shaft series

Model Code	Ratio code (actual gear ratio)	Reduction Gear														Outer Dimensions	
		T <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	K	T <sub>21</sub>	T <sub>22</sub>	N <sub>21</sub>	N <sub>2</sub>	N <sub>22</sub>	Reference ratio to output gear (Note 2)	Backlash	Lost motion	Torsional rigidity	Start-up Efficiency	M <sub>2</sub>		Dimension a
		Rated Torque	Rated Output Speed	Life Rating	Allowable Start/Stop Torque	Monetary maximum allowable torque	Allowable Input Speed (Note 2)	Allowable Output Speed (Note 2)	Allowable moment (Note 3)								
		(N-m)	(r.p.m.)	(Hr)	(N-m)	(N-m)	(r.p.m.)	(r.p.m.)	(r.p.m.)		(arc.min.)	(arc.min.)	(N-m/rad)	(%)	(N-m)	(mm)	
RDR-010C	081 (81)	98	15	6,000	245	490	3,500	43	39	1.5	1.5	47	65	686	91.2	Input Unit Code : C0 _____P.56 Input Unit Code : C1 _____P.57	
	108 (108)							32	31								
	153 (153)							23	23								
	189 (189)							19	20								
	243 (243)							14	14								
RDR-027C	100 (99.82)	265	15	6,000	662	1,323	3,500	35	23	1.5	1.5	147	70	980	112	Input Unit Code : C0 _____P.58 Input Unit Code : C1 _____P.59	
	142 (141.58)							25	18								
	184 (184)							19	15								
	233 (233.45)							15	14								
RDR-050C	109 (109)	490	15	6,000	1,225	2,450	3,000	28	28	1.5	1.5	255	70	1,764	136.8	Input Unit Code : C2 _____P.60 Input Unit Code : C3 _____P.61	
	153 (152.6)							20	20								
	196 (196.2)							15	15								
	240 (239.8)							13	13								
RDR-100C	101 (100.5)	980	15	6,000	2,450	4,900	3,000	30	19	1.5	1.5	510	80	2,450	148.9	Input Unit Code : C2 _____P.62 Input Unit Code : C3 _____P.63	
	150 (150)							20	17								
	210 (210)							14	14								
	258 (258)							12	12								
RDR-200C	106 (105.83)	1,960	15	6,000	4,900	9,800	2,000	19	11	1.5	1.5	980	80	8,820	204.4	Input Unit Code : C4 _____P.64 Input Unit Code : C5 _____P.65	
	156 (155.96)							13	8								
	206 (206.09)							10	6								
	245 (245.08)							8	5								
RDR-320C	115 (115)	3,136	15	6,000	7,840	15,680	2,000	17	14	1.5	1.5	1,960	80	20,580	245.9	Input Unit Code : C4 _____P.66 Input Unit Code : C5 _____P.67	
	157 (157)							13	11								
	207 (207)							10	7								
	253 (253)							8	8								

#### Notes:

1. The rating table shows the specification values including the entry fields for reduction gear values.
2. The allowable speed may be limited by heat depending on the operating rate. Make sure the surface temperature of the reduction gear does not exceed 60°C during use.
3. The allowable moment will differ depending on the thrust load. Check the allowable moment diagram.
4. For the moment of inertia of the reduction gears, refer to the external dimension drawings for the reduction gear.

Straight input type

Right angle input type

Pulley input type

Motor flange / bushing

Technical Documents



## Příloha F

### Katalog ABB – Technické data servomotoru ABB MU200 a MU400

#### 1.3.3 Technical data

##### Technical data

The motor units are available in four variants, see table below for technical data.

Parameter	MU 80	MU 100	MU 200	MU 250	MU 300	MU 400
Minimum suitable bus voltage in IRC5 (V DC) <sup>i</sup>	264/450	280/453	280/453	280/453	280/453	280/453
Nnom: nominal speed (rpm)	6,000	3,300	5,000	4,750	5,000	4,700
Nrms: speed @ rms torque (rpm)	3,000	1,650	2,000	1,800	2,000	1,880
T0: Low speed torque 0 to 10 rpm (Nm) <sup>ii</sup>	0.96	1.5	7	13	17	26
Trms: torque @ rms speed (Nm) <sup>ii</sup>	0.96	1.4	6.4	12	12.5	20
Tnom: torque @ nominal speed (Nm) <sup>ii</sup>	0.96	1.0	1.0	2	2.6	10
Tacc: max dynamic torque (Nm) (Torque absolute max)	2.5	4.3	14 <sup>iii</sup>	28 <sup>iv</sup>	35 <sup>v</sup>	50 <sup>vi</sup>
Kt: torque constant (Nm/A) <sup>vii</sup>	0.39	0.453	0.76	1.11	0.967	1.17
iMax (A)	8.7	11	30.5	39.3	58	68.4
Temp max: max allowed average winding temperature (deg C)	140	140	140	140	140	140
Temp amb: allowed ambient temperature (deg C)	-5 to 55	0 to +52	0 to +52	0 to +52	0 to +52	0 to +52
Jtot: total inertia motor unit (kgm <sup>2</sup> )	0.36x10 <sup>-4</sup>	0.8x10 <sup>-4</sup>	7.5x10 <sup>-4</sup>	10.74x10 <sup>-4</sup>	16.6x10 <sup>-4</sup>	49.3x10 <sup>-4</sup>
m: mass (kg)	1.37	4.4	10.3	13.2	15	27
Sealing class: IP rating acc. to IEC529	IP 40	IP 67	IP 67	IP 67	IP 67	IP 67

<sup>i</sup> The minimum suitable DC bus voltage affects the available torque at high speed.

<sup>ii</sup> During normal conditions. If ambient temperature > 40 degrees C, or poor cooling conditions, reductions may apply.

Conversion factor if the ambient temperature is higher than 40 degrees C:

- Ambient temperature = 45 degrees C => 0.97
- Ambient temperature = 52 degrees C => 0.94

<sup>iii</sup> The value in the template configuration file is 7.5. See *Product manual - Motor Units and Gear Units*.

<sup>iv</sup> The value in the template configuration file is 14. See *Product manual - Motor Units and Gear Units*.

<sup>v</sup> The value in the template configuration file is 17.5. See *Product manual - Motor Units and Gear Units*.

<sup>vi</sup> The value in the template configuration file is 25. See *Product manual - Motor Units and Gear Units*.

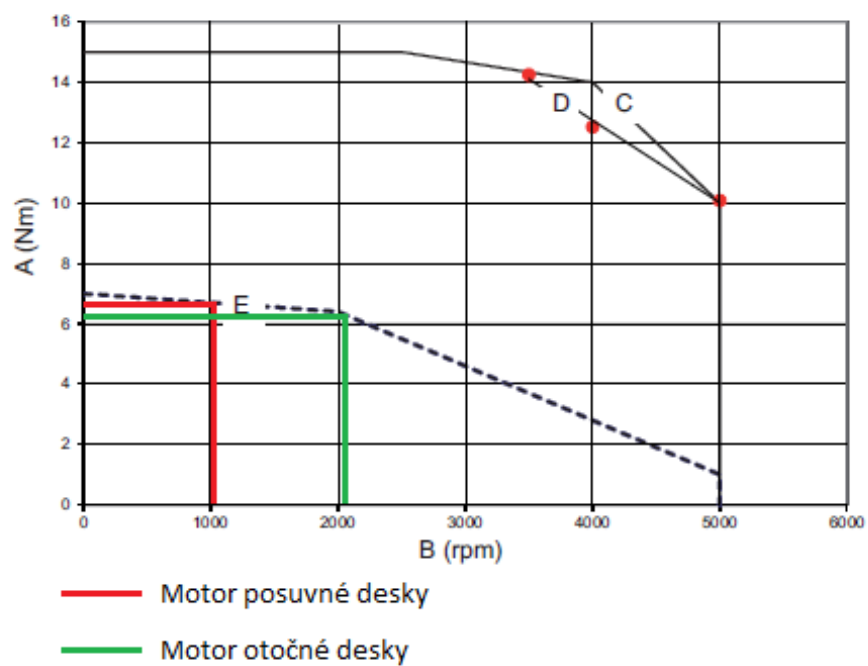
<sup>vii</sup> Nominal value. Variations (from +5% to -20%) due to tolerances, winding temperature, and other factors may apply.

Brake data	MU 80	MU 100	MU 200	MU 250	MU 300	MU 400
Tbrake min: minimum brake torque (Nm)	0.8	0.7	7.3	11.8	15	24
Tbrake max: maximum brake torque (Nm)	2	1.4	17	25	30	60
Brake voltage: brake voltage requirement (V DC)	24±10%	24±10%	24±10%	24±10%	24±10%	24±10%
Brake power consumption (W)	<12	8	<22	<28	<28	<34
Max inertia: max allowed load inertia at N <sub>nom</sub> (kgm <sup>2</sup> ) <sup>i</sup>	0.64	0.0031	0.036	0.036	0.036	0.035

<sup>i</sup> Warning! This represents the maximum brake energy that the brake is tested for.

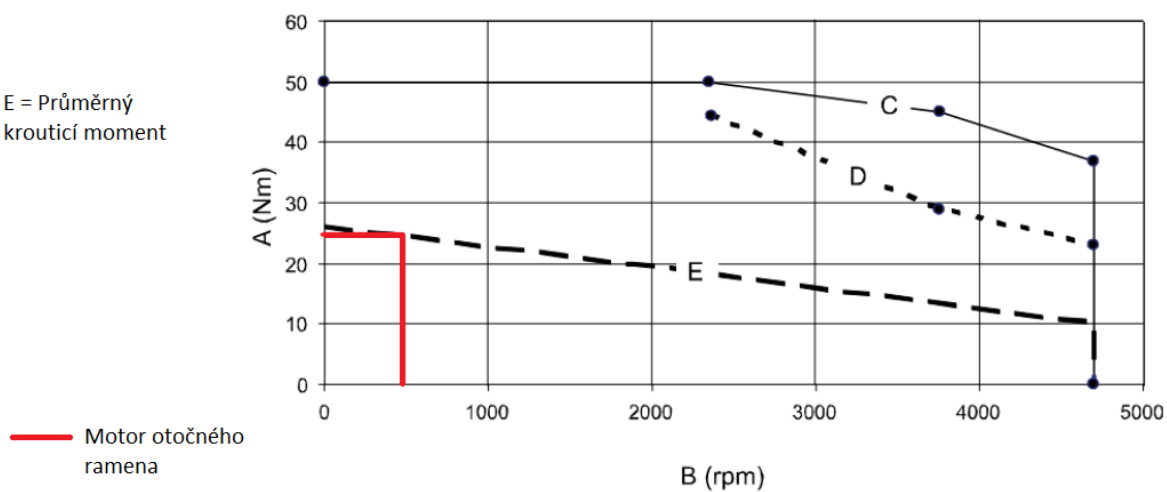
## MU 200

E = Průměrný  
krouticí moment



## MU 400

E = Průměrný  
krouticí moment



xx1000001222

Pos	Description
A	Motor torque

## Příloha G

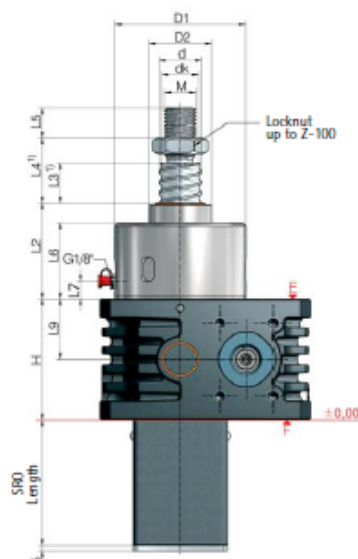
### Katalog ZIMM – Technické data zdvižné převodovky

2

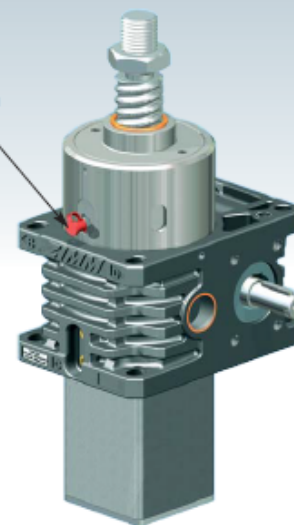
#### Z series screw jacks, KGT-S



#### Z-50 to Z-150, KGT-S translating screw



UNIQUE:  
Ball screw lubrication  
for the S version



- further technical information: Page 41
  - see the respective screw jack page for all other dimensions
  - see Section 4 for accessories
  - dimensions on the illustrative diagrams are in mm.
- We reserve the right to make changes.



Ordering example:

Z-100-SN-KGT 50x20, C = 112.4 kN

dynamic load rating C

Screw jacks	Ball screw KGT	Stroke per drive revolution		KGT load rating [kN]		Dimensions [mm]														Axial play max <sup>1)</sup> [mm]
		SN	SL	dyn. C <sub>2</sub> <sup>2)</sup>	stat. C <sub>0</sub> -C <sub>0n</sub>	H	d	d <sub>k</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub> <sup>1)</sup>	L <sub>4</sub> <sup>1)</sup>	L <sub>5</sub>	L <sub>6</sub>	L <sub>7</sub>	L <sub>8</sub>	M		
Z-50	40x5	0.71	0.18	23.8	63.1	116	39.5	36.9	125	60	93	15	39	29	74	17	58	M30	0.08	
	40x10	1.43	0.36	38	69.1	116	39.5	34.1	125	60	93	15	39	29	74	17	58	M30	0.08	
	40x20	2.86	0.72	33.3	76.1	116	39.7	35.9	125	60	93	30	54	29	74	17	58	M30	0.08	
	40x40	5.71	1.43	35	101.9	116	38.9	36.3	125	60	93	60	84	29	74	17	58	M30	0.08	
Z-100	50x10	1.11	0.28	68.7	155.8	160	49.5	44.1	148	85	112	20	48	48	82	19	80	M36	0.08	
	50x20	2.22	0.56	60	136.1	160	49.5	44.1	148	85	112	40	68	48	82	19	80	M36	0.08	
	50x10	1.11	0.28	112.1	338.5	160	50	43.6	148	85	148	20	48	48	118	19	80	M36	0.03	
	50x20	2.22	0.56	112.4	214.7	160	50	41.1	148	85	148	40	68	48	118	19	80	M36	0.03	
	50x40	4.44	1.11	84.7	143.1	160	50	41.1	148	85	148	80	108	48	118	19	80	M36	0.03	
Z-150	63x10	1.11	0.28	150.2	598.4	185	63	56.6	168	90	150	20	20	48	118	24	92.5	M42x2	0.03	
	63x20	2.22	0.56	173.5 <sup>3)</sup>	346.2	185	63	51.8	168	90	150	40	40	48	118	24	92.5	M42x2	0.03	
	63x40	4.44	1.11	96.6	205.1	185	63	54.1	168	90	150	80	80	48	118	24	92.5	M42x2	0.03	
	63x60 <sup>4)</sup>	6.67	1.67	59.5	102.5	185	63	54.1	168	90	150	120	120	48	118	24	92.5	M42x2	0.03	

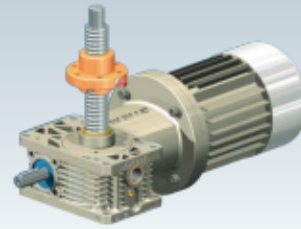
<sup>1)</sup> Depending on the control system and drive, the dimensions L<sub>3</sub> and L<sub>4</sub> can be reduced at your own discretion, in particular for high pitches. An extension may be required if a bellows or spiral spring is fitted.

<sup>2)</sup> Dynamic load rating to DIN 69051 part 4 draft 1989

<sup>3)</sup> Non-preferred design

<sup>4)</sup> Reduced play 0.02 mm available on request

<sup>5)</sup> Service life calculation with C<sub>90%</sub> 159 kN (gearbox bearing)



## Determining the drive torque [ $M_G$ ] of a single screw jack

### Explanatory notes:

$M_G$	necessary drive torque [Nm] for a screw jack
$F$	Lifting load (dynamic) [kN]
$\eta_{\text{gearbox}}$	Efficiency of the screw jack (without screw)
$\eta_{\text{screw}}$	Efficiency of the screw
$P$	Screw pitch [mm]
$i$	Drive ratio of the screw jack
$M_i$	Idling torque [Nm]
$P_M$	Motor drive power

The following specifications serve to calculate the required drive torque.  
For gearboxes with single-pitch trapezoidal screws the load can simply be multiplied by the factor stated on the corresponding gearbox page (Sections 2 + 3).

**i** Use at least 10% of the gearbox rated load for the calculation, even if the effective load is less than this (i.e. for the Z-250 use at least 25 kN).

### Formula:

$$1) \text{ Drive torque: } M_G = \frac{F [\text{kN}] \cdot P [\text{mm}]}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{gearbox}} \cdot \eta_{\text{screw}} \cdot i} + M_i [\text{Nm}]$$

$$2) \text{ Motor power: } P_M [\text{kW}] = \frac{M_G [\text{Nm}] \cdot n [\text{rpm}]}{9550}$$

3) We recommend multiplying the calculated value by a safety factor of 1.3 to 1.5 (up to 2 for small systems and for low speeds).



### Example:

#### Z-25-SN

$F = 12 \text{ kN}$  (dynamic lift load)

$\eta_{\text{gearbox}} = 0.87$      $\eta_{\text{screw}} = 0.391$

$P = 6$      $i = 6$

$$1) M_G = \frac{12 \text{ kN} \cdot 6 \text{ mm}}{2 \cdot \pi \cdot 0.87 \cdot 0.391 \cdot 6} + 0.36 \text{ Nm} = 5.97 \text{ Nm}$$

$$2) P_M = \frac{5.97 \text{ Nm} \cdot 1500 \text{ rpm}}{9550} = 0.938 \text{ kW}$$

3) Example:  $0.938 \text{ kW} \cdot 1.5 = 1.407 \text{ kW} \rightarrow$  motor 1.5 kW

### Efficiencies of the screw jack $\eta_{\text{gearbox}}$ (without screw)

i	rpm	GSZ-2	Z-5	Z-10	Z-25	Z-35	Z-50	Z-100	Z-150	Z-250	Z-350	Z-500	Z-750	Z-1000
N	3000	0.87	0.81	0.83	0.87	-	-	-	-	-	-	-	-	-
N	1500	0.87	0.82	0.84	0.87	0.87	0.87	0.88	0.89	0.91	-	-	-	-
N	1000	0.86	0.82	0.82	0.86	0.87	0.86	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.88	0.90
N	750	0.86	0.82	0.84	0.85	0.86	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.88	0.90
N	500	0.85	0.82	0.84	0.83	0.85	0.84	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.87	0.89
N	100	0.74	0.77	0.79	0.78	0.78	0.78	0.78	0.80	0.83	0.86	0.87	0.81	0.84
L	3000	0.78	0.74	0.78	0.76	-	-	-	-	-	-	-	-	-
L	1500	0.77	0.70	0.74	0.72	0.64	0.66	0.67	0.67	0.78	-	-	-	-
L	1000	0.75	0.67	0.72	0.70	0.64	0.66	0.65	0.66	0.77	0.78	0.76	0.67	0.76
L	750	0.74	0.65	0.70	0.68	0.64	0.66	0.65	0.65	0.76	0.78	0.75	0.66	0.76
L	500	0.71	0.62	0.67	0.65	0.63	0.65	0.65	0.63	0.75	0.77	0.73	0.65	0.75
L	100	0.54	0.53	0.59	0.54	0.52	0.55	0.57	0.53	0.65	0.67	0.61	0.58	0.66

### Efficiencies of the screws $\eta_{\text{screw}}$

calculated for coefficient of friction  $\mu = 0.11$

Tr screw, single-pitch	16x4	18x4	20x4	30x6	40x7	50x8	55x9	60x9	80x16	100x16	120x16	140x20	160x20	Ball screw
Efficiency	0.453	0.420	0.391	0.391	0.357	0.335	0.340	0.320	0.391	0.335	0.293	0.308	0.278	0.9
Tr screw, double-pitch	16x8P4	18x8P4	20x8P4	30x12P6	40x14P7	50x16P8	55x18P9	60x18P9	80x20P16	100x20P16	120x20P16	140x20P20	160x20P20	
Efficiency	0.623	0.591	0.563	0.563	0.526	0.502	0.508	0.484	0.563	0.502	0.453	0.471	0.436	

### Idling torques $M_i$ of screw jacks [Nm] (without screw, at 20°C - significantly higher at low temperatures)

Z	2	5	10	25	35	50	100	150	250	350	500	750	1000
N	0.08	0.10	0.26	0.36	0.56	0.76	1.68	1.90	2.64	3.24	3.96	7.28	9.70
L	0.06	0.08	0.16	0.26	0.40	0.54	1.02	1.20	1.94	2.20	2.84	4.42	5.90

These are indicative values for calculation. Series production models may vary!



## Maximum torques

### Maximum input torque

In order to achieve optimum service life, do not exceed the values shown.  
If operating hours are lower, higher values may be achieved. Please contact us for advice.

#### max. input drive torques $M_{i2}$ [Nm]

i	rpm	GSZ-2	Z-5	Z-10	Z-25	Z-35	Z-50	Z-50/Tr50	Z-100	Z-150	Z-250	Z-350	Z-500	Z-750	Z-1000
N	3000	1.2	4.0	11.0	17.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
N	1500	1.4	4.7	13.5	18.0	19.8	31.5	31.5	53.4	75.1	152	-	-	-	-
N	1000	1.5	5.6	14.0	22.0	20.8	36.8	36.8	60.8	77.1	152	265	408	480	680
N	500	1.6	6.1	16.7	28.0	24.8	46.5	46.5	75.3	95.0	160	350	500	640	960
L	3000	0.5	1.4	5.7	8.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
L	1500	0.5	1.5	7.5	10.0	9	10.4	10.4	13.5	20.7	41.4	-	-	-	-
L	1000	0.5	1.8	8.7	11.0	9.7	14.9	14.9	15.4	23.7	47.4	100	170	210	450
L	500	0.6	2.2	10.7	14.0	11.1	19.2	19.2	18.9	29.4	63.5	112	220	240	580

The stated limit values are mechanically-based - thermal factors may be relevant depending on the duty cycle

### max. drive-through torque

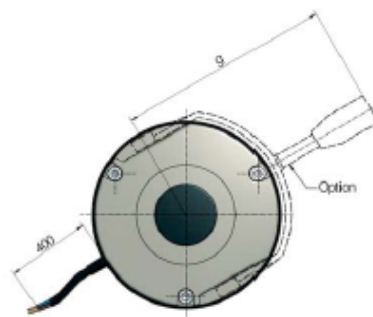
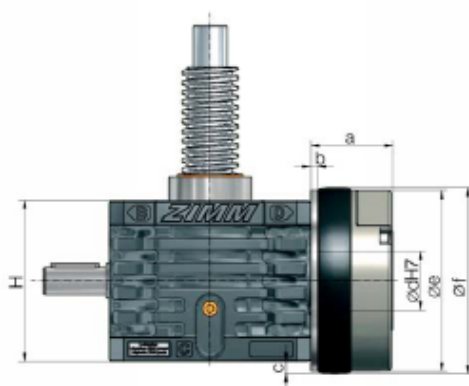
Where several gearboxes are arranged in series the drive-through torque may be significantly greater than the maximum input drive torque. Only the torsional load on the shaft needs to be considered, not the load on the gear teeth.

#### max. worm shaft drive-through torque [Nm]

GSZ-2	Z-5	Z-10	Z-25	Z-35	Z-50	Z-50/Tr50	Z-100	Z-150	Z-250	Z-350	Z-500	Z-750	Z-1000
9	39	57	108	130	260	260	540	540	770	1800	1940	4570	4570

## Příloha H

### Katalog ZIMM – Technické data brzdy zdvižné převodovky ZIMM FDB



Screw Jack size Z/OSZ	Brakes		Braking torque Ma (Nm)	P (W)	H (mm)	Hub Ø (mm)	Dimensions								Weight (kg)
	new ZIMM Designation	old ZIMM Designation					a (mm)	b (mm)	c (mm)	d (mm)	e (mm)	f (mm)	g (mm)		
Z-5	FDB 08	FDB 05	5	22	62	11	46	6	13.5	26	85	89	100	1	
Z-10	FDB 08	FDB 05	5	22	74	14	46	6	7.5	26	85	89	100	1	
	FDB 10	FDB 10	10	28	74	14	54	7	17.5	32	105	109	110	2	
Z-25	FDB 10	FDB 10	10	28	82	16	54	7	13.5	32	105	109	110	2	
	FDB 13	FDB 20	20	34	82	16	62	9	26.5	42	130	135	130	3	
Z-35	FDB 13	FDB 20	20	34	100	19	62	9	17.5	42	130	135	130	3	
	FDB 15	FDB 40	40	42	100	19	69	9	27.5	52	150	155	140	5	
Z-50	FDB 13	FDB 20	20	34	116	20	62	9	9.5	42	130	135	130	3	
	FDB 15	FDB 40	40	42	116	20	69	9	19.5	52	150	155	140	5	
Z-100	FDB 15	FDB 40	40	42	160	25	69	9	-	52	150	155	140	5	
	FDB 17	FDB 60	60	50	160	25	81	11	7.5	62	170	175	165	7	
Z-150	FDB 15	FDB 40	40	42	185	25	69	9	-	52	150	155	140	5	
	FDB 17	FDB 60	60	50	185	25	81	11	-	62	170	175	165	7	
	FDB 20	FDB 80	100	64	185	25	91	11	8.0	72	195	201	186	10	
Z-250	FDB 17	FDB 60	60	50	204	28	81	11	-	62	170	175	165	7	
	FDB 23	FDB 150	150	76	204	28	101	11	13.5	80	225	231	196	15	
Z-350	FDB 20	FDB 80	100	64	230	38	91	11	-	72	195	201	186	10	
	FDB 26	new!	250	100	230	38	113	11	17.0	-	258	264	285	22	

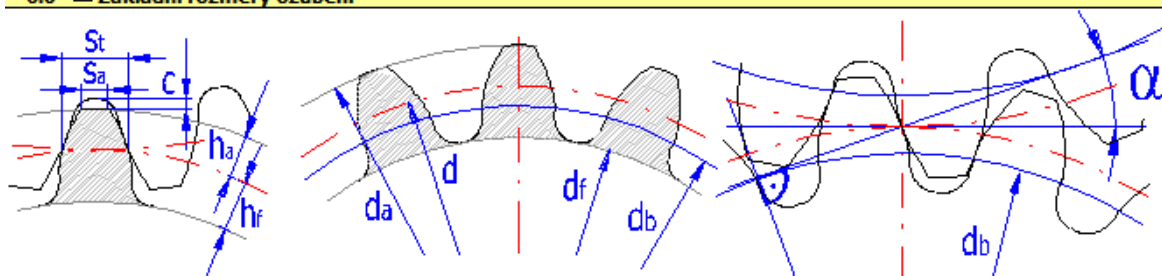
## Příloha I

### Příloha I – Návrh ozubení – Výpočet parametrů ozubení pro II. stupeň

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba základních vstupních parametrů				
1.1 Přenášený výkon	Pw [kW]	1,868	1,853	<= Max. Pw
1.2 Otáčky pastorku / kola	n [1/min]	128,00	21,8	i <= n1,n2
1.3 Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	139,37	812,83	Pw <= Mk,n
1.4 Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	5,880	6,30	
1.5 Skutečný převodový poměr / odchylka	i	5,880	0,00%	
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.				
2.1 Označení materiálu podle normy :	ISO			
2.2 Materiál pastorku :	E,F...Konstrukční ocel ušlechtilá T2(683/7-70) (Rm=785 MPa) povrchově ka			
2.3 Materiál kola :	E,F...Konstrukční ocel ušlechtilá T2(683/7-70) (Rm=785 MPa) povrchově ka			
2.4 Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	A...Plynulé			
2.5 Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	A...Plynulé			
2.6 Typ uložení soukolí	D. Oboustraně nesymetricky uložené soukolí - typ 2			
2.7 Stupeň přesnosti - ISO 1328   Ra max   v max.	7.....(Ra max.= 1,6 / v max.= 8)			
2.8 Koeficient jednorázového přetížení	KAS	2,00		
2.9 Požadovaná životnost	Lh	80000		[h]
2.10 Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,30	1,60	
2.11 Automatický návrh	<div>Přímé ozubení</div> <div>Šikmé ozubení</div>			
3.0 <input type="checkbox"/> Parametry profilu nástroje a zubu				
4.0 <input checked="" type="checkbox"/> Návrh modulu a geometrie ozubení				
4.1 Počty zubů pastorku / kola	z	25	147	i <= z1,z2
4.2 Normální úhel záběru	$\alpha$	20		[°]
4.3 Základní úhel sklonu zubů	$\beta$	0		[°]
4.4 Nastavení poměru šířky pastorku k průměru	$\Psi_d / \max$	0,90	< 0,9	Navrhnut ozubení
4.5 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	$\Psi_d / \max$	0,90	< 0,9	Přesné mn
4.6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota	mn [mm]	2,5	10	
4.7 Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d1/d2	62,50	367,50	[mm]
4.8 Doporučená šířka ozubení		38,1 - 56,3		[mm]
4.9 Šířka pastorku / kola	b1/b2	56,00	55,00	[mm]
4.10 Pracovní šířka ozubení	bw	55		<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
4.11 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	$\Psi_d / \max$	0,90	< 0,9	
4.12 Pracovní vzdálenost os	aw	215,146		[mm]
4.13 Přibližná hmotnost soukolí	m	47,126		[kg]
4.14 Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	1,37	2,60	
4.15 Boční vůle v ozubení (normální)				
4.16 - Doporučená min   max. hodnota		0,088	0,352	[mm]
4.17 - Zvolená boční vůle	jn	0,1000		[mm]

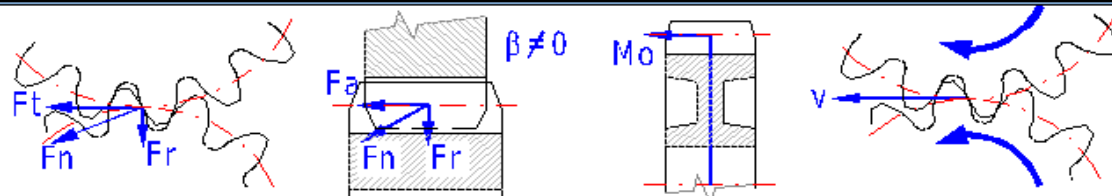


## 6.0 ☒ Základní rozměry ozubení



6.1 Počty zubů pastorku / kola	z	25	147	
6.2 Šířka pastorku / kola	b	56	55	[mm]
6.3 Normální modul	mn	2,5		[mm]
6.4 Tečný modul	mt	2,5000		[mm]
6.5 Normální rozteč	p	7,854		[mm]
6.6 Čelní rozteč	pt	7,854		[mm]
6.7 Základní rozteč	ptb	7,380		[mm]
6.8 Osová vzdálenost (roztečná)	a	215,0000		[mm]
6.9 Osová vzdálenost (výrobní)	av	215,0000		[mm]
6.10 Osová vzdálenost (pracovní)	aw	215,1462		[mm]
6.11 Úhel záběru	$\alpha$	20,00		[°]
6.12 Čelní úhel záběru	$\alpha_t$	20,0000		[°]
6.13 Valivý úhel záběru normální	$\alpha_{wn}$	20,0000		[°]
6.14 Valivý úhel záběru čelní	$\alpha_{wt}$	20,0000		[°]
6.15 Úhel sklonu zubů	$\beta$	0,00		[°]
6.16 Základní úhel sklonu	$\beta_b$	0,0000		[°]
6.17 Průměr hlavové kružnice	da	67,7924	372,7924	[mm]
6.18 Průměr roztečné kružnice	d	62,5000	367,5000	[mm]
6.19 Průměr základní kružnice	db	58,7308	345,3370	[mm]
6.20 Průměr patní kružnice	df	56,2500	361,2500	[mm]
6.21 Průměr valivé kružnice	dw	62,5000	367,5000	[mm]
6.22 Výška hlavy zubu	ha	2,6462	2,6462	[mm]
6.23 Výška paty zubu	hf	3,1250	3,1250	[mm]
6.24 Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	1,6399	1,9283	[mm]
6.25 Tloušťka zubu na hlavové kružnici (tečná)	sta	1,6399	1,9283	[mm]
6.26 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	3,9270	3,9270	[mm]
6.27 Tloušťka zubu na roztečné kružnici (tečná)	st	3,9270	3,9270	[mm]
6.28 Tloušťka zubu patní kružnici	sb	4,3727	9,2444	[mm]
6.29 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,6560	0,7713	[modul]
6.30 Jednotkové přisunutí kol	dY	-0,0585		[modul]
6.31 Celková jednotková korekce	x1+x2	0,0000		[modul]
6.32 Jednotkové posunutí	x	0,0000	0,0000	[modul]

## 12.0 ☒ Silové poměry (síly působící na ozubení)



12.1 Obvodová síla	Ft	4459,85		[N]
12.2 Normální síla	Fn	4746,07		[N]
12.3 Axiální síla	Fa	0,00		[N]
12.4 Radiální síla	Fr	1623,25		[N]
12.5 Ohybový moment	Mo	0,00	0,00	[Nm]
12.6 Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v   vmax	0,42	< 8	[m/s]
12.7 Tečné zatížení na jednotkovou šířku zubu / měrné zatížení	wt   wt*	81,09	32,44	[N/mm   MPa]